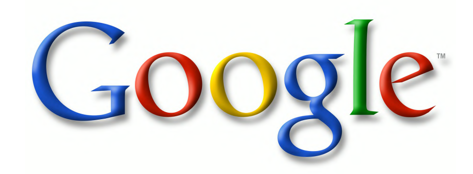
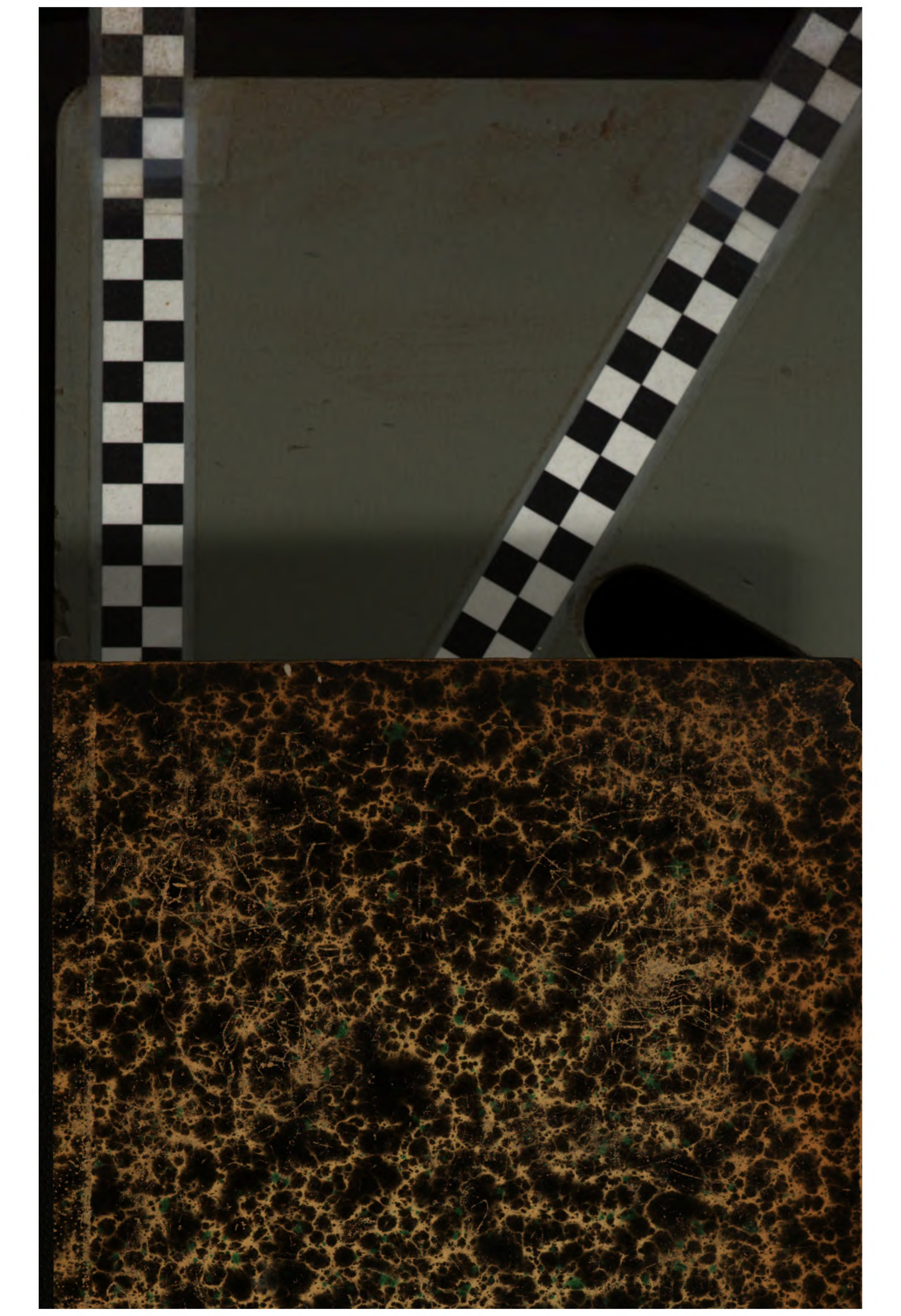




DINGLERS

Polytechnisches Journal

Herausgegeben

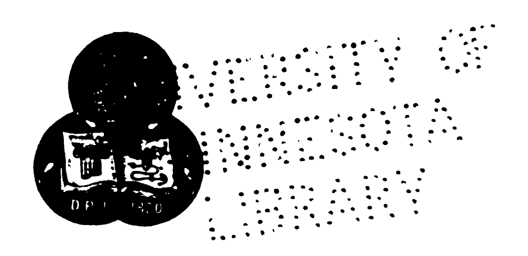
von Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-W.

Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin.

Sechsundachtzigster Jahrgang 1905.

Band 320.

MIT 1762 IN DEN TEXT GEDRUCKTEN ABBILDUNGEN.

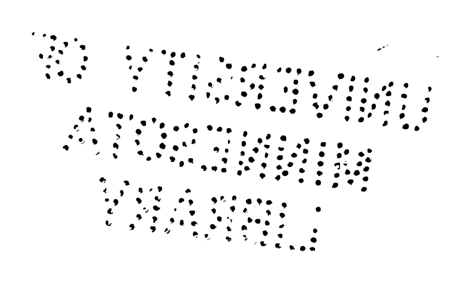


BERLIN W.

RICHARD DIETZE, VERLAGSBUCHHANDLUNG

(Dr. R. DIETZE).





DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

86. Jahrg., Bd. 320, Heft 1. **Berlin, 7. Januar 1905.**

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Die Bemessung der Auslassteuerung der Dampfmaschinen auf Grund der Ausströmungsgesetze.

Von **W. Schüle**, Breslau.

I. Teil.

Nach den zahlreichen Versuchen, die zur Bestätigung der Ausströmungstheorie der Wasserdämpfe geführt haben, ist diese als eine genügend sichere Grundlage für die rechnerische Behandlung der Ausströmungsvorgänge bei den Dampfmaschinen zu betrachten.[1]) Das Ziel der folgenden Ausführungen ist die Behandlung der Ausströmungs-Periode und zwar zunächst des ersten Teiles derselben, der Vorausströmung (Druckausgleich-Periode) in solcher Weise, dass der bislang rein empirisch anzunehmende Verlauf der Ausströmlinie im Dampfdiagramm in rationeller Weise vorausbestimmt werden kann. Die Berücksichtigung aller *ausschlaggebenden* Verhältnisse, wozu in erster Linie die *allmähliche Eröffnung* der Abschlussorgane durch einen *beliebigen Steuerungsantrieb* und der beträchtliche *Feuchtigkeitsgehalt* des austretenden Dampfes gehören, ist dabei unerlässlich, wenn die Resultate Anspruch auf allgemeinere Gültigkeit haben und unmittelbare Verwendbarkeit besitzen sollen.[2]) Die Frage der *zulässigen Dampfgeschwindigkeit* in den Auslasskanälen wird damit gleichzeitig erledigt und es wird eine sachgemässe *Vorausberechnung der Kanalquerschnitte* und der *Länge* der *Vorausströmperiode*, unter Berücksichtigung der besonderen Antriebsverhältnisse der Auslassteuerungen von Fall zu Fall ermöglicht. Das Nachstehende schliesst sich an eine Abhandlung des Verfassers in D. p. J. 1903, **318**, S. 355 u. f.: „Ueber die Ausströmung der gesättigten Wasserdämpfe" an, die als Vorarbeit anzusehen ist und auf die mehrfach verwiesen werden muss.

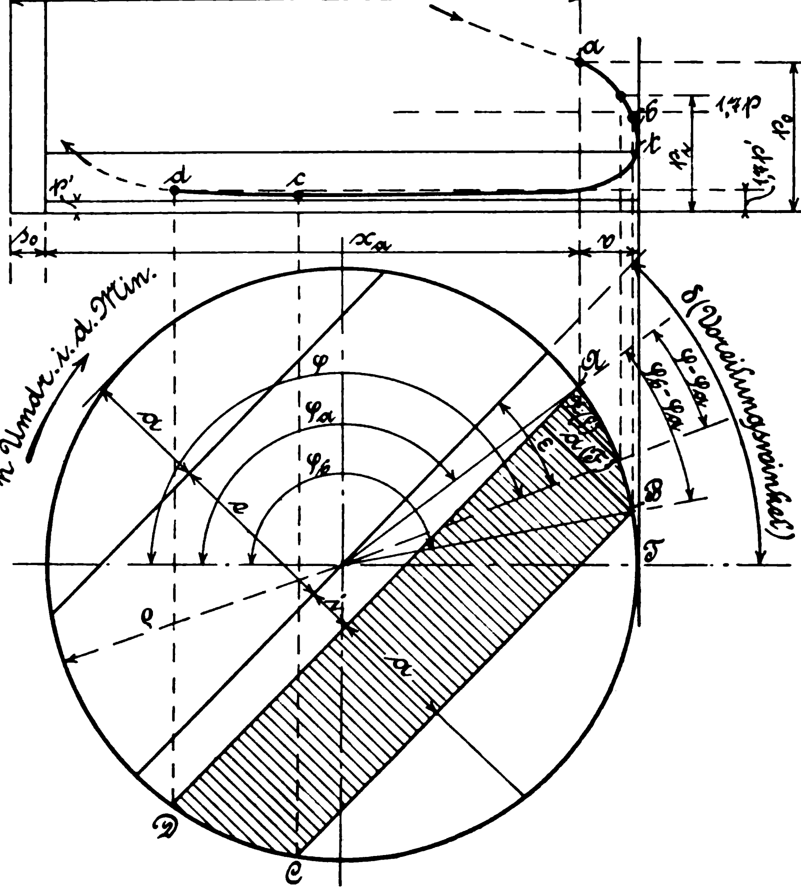


Fig. 1.

Die Aufgabe im allgemeinen.

An der Stelle a des Dampfdiagrammes Fig. 1 beim Kolbenweg x_a und Kurbelwinkel φ_a beginnt die Ausströmung des Dampfes ins Freie oder in den Kondensator. Bei Exzenterantrieb der Ventile oder Schieber öffnet sich der Kanal von A an (Fig. 1 unten) allmählich, bis er bei B seinen vollen Durchgangsquerschnitt F erreicht. Von B bis C ist er ganz offen, von C bis D schliesst er allmählich und ist bei D geschlossen. Diesem Bewegungsvorgang, der sich bei allen Steuerungsantrieben in ähnlicher Weise abspielt, entspricht die ihrem allgemeinsten Verlauf nach wohlbekannte Form $a\ b\ c\ d$ der Ausströmlinie im Dampfdiagramm. Die Aufgabe, die Druck-

[1]) Schon *Grashof* hat die Behandlung dieser Aufgabe beabsichtigt, jedoch nicht mehr zur Ausführung gebracht. Vergl. „Theoretische Maschinenlehre", Bd. I, S. 699, oben, Schlussbemerkung zu § 122.

[2]) Durch die Abhandlung von *F. W. Gutermuth*: „Die Abmessungen der Steuerungskanäle der Dampfmaschinen", Zeitschr. d. V. deutsch. Ingen. 1904, No. 10, wurde an den Ergebnissen vorliegender Arbeit, die übrigens dem Verfasser bei Erscheinen jener schon fertig vorgelegen haben, nichts geändert. Vergl. auch Fussbemerkung 7.

abnahme von a bis d als Funktion des Kolbenweges oder besser des Kurbelwinkels darzustellen, zerfällt demgemäss in drei Teile:

1. Teil, Strecke $a\,b$. Allmähliches Oeffnen des Auslasskanals, in verschiedener Weise je nach dem Steuerungsantrieb. — Dieser Teil ist der wichtigste, weil er den stärksten Druckabfall enthält.

2. Teil, Strecke $b\,c$. Kanal ganz offen. Da in b sehr häufig der Druckausgleich noch nicht beendet ist, so bildet dieser Abschnitt meist in seinem ersten Teil, oft auch weiterhin eine unmittelbare Fortsetzung der Periode $a\,b$. Die *Kolbenbewegung* spielt dabei eine um so grössere Rolle, je näher der Punkt d gegen die Hubmitte liegt.

Von dem Punkt des beendigten Druckausgleichs an, wenn ein solcher überhaupt eintritt, findet Hinausschieben des Dampfes durch den Kolben unter Ueberwindung der Strömungswiderstände in Kanälen und Rohrleitungen statt.

3. Teil, Strecke $c\,d$. Kanal schliesst allmählich. Dabei erhebt sich kurz vor dem Abschluss unter Umständen der Druck wieder merkbar. Diesem Abschnitt kommt geringere Bedeutung zu, falls der Druck wenigstens beim Punkt c hinreichend ausgeglichen ist.

Für sämtliche Abschnitte ist zu bemerken, dass sich das *Strömungsgesetz* von dem Augenblick an völlig ändert, wo der Druck im Dampfzylinder kleiner als das 1.7-fache des äusseren Druckes wird, also des Atmosphärendruckes bei Auspuff-, der Kondensatorspannung bei Kondensationsbetrieb. Dieser Umstand hat zur Folge, dass für Auspuffmaschinen die Aufgabe im allgemeinen schwieriger wird als für Kondensationsmaschinen, bei denen die Dampfspannung im Zylinder sehr häufig das erwähnte Vielfache der Kondensatorspannung nicht oder nicht viel unterschreitet.

Die Berechnung der Druckabnahme.

Vom Vorausströmungspunkt A ab fällt der Druck im Zylinder aus *zwei* Ursachen, einerseits, weil der Zylinderdampf nach Mass der zunehmenden Kanaleröffnung und des vorhandenen Ueberdruckes *allmählich* aus dem Zylinder abströmt, andererseits, weil das Dampfvolumen des Zylinders bis zum Hubwechsel wächst und der Dampf dabei weiter expandiert. Vom Totpunkt an tritt umgekehrt eine stetige Kompression der Zylinderrückstände ein. Die *Bewegung* des Kolbens wirkt also von a bis t fördernd, von t ab hemmend auf den Druckausgleich. — Es ist zwar möglich, diesen *zwei* Ursachen des Druckabfalls gleichzeitig gerecht zu werden. Zunächst dürfte ein einfacherer Weg vorzuziehen sein. Die durch die Volumenänderungen in der Nähe des Totpunktes bewirkten Druckänderungen sind nämlich verhältnismässig gering, und daher gegenüber dem Druckabfall infolge Abströmens oft von untergeordneter Bedeutung. Man kann deshalb bei der Entwicklung der Formeln zunächst von dem Einfluss der Expansion absehen und den Druckabfall auf Grund der Ausströmung bei gleichbleibendem Gesamtinhalt gesondert bestimmen. Zu diesem Wert ist dann die überschlägig zu ermittelnde Drucksenkung infolge der Kolbenbewegung hinzuzuzählen.

Ist also G_i das Dampfgewicht, das sich beim beliebigen Kurbelwinkel $\varphi > \varphi_a$ noch im Zylinder befindet, so ist von φ_a bis φ abgeströmt das Gewicht $G = G_o - G_i$, wenn bei A G_o kg Dampf, vom Gesamtvolumen V_o im Zylinder enthalten waren. Während die Kurbel sich um den Winkel $d\varphi$, in der Zeit dt, dreht, strömt also aus:

$$d\,G = -\,d\,G_i.$$

Nun ist:
$$G_i = \frac{V_o}{v_i}$$

wenn v_i das spezifische Volumen beim Winkel φ ist. Daraus folgt:

$$d\,G_i = -\,V_o\,.\,d\left(\frac{1}{v_i}\right).$$

Von der Zustandsänderung des Zylinderrückstandes ist nur bekannt, dass sie unter Wärmezufuhr vor sich geht, also sicher nicht adiabatisch ist, da die durchschnittliche Zylindertemperatur höher liegt als die Dampftemperatur während der Ausströmung. Man wird nicht weit fehlgehen, wenn man das Hyperbelgesetz zwischen Druck und spezifischem Volumen, wie es während der Expansionsperiode häufig genug, bei gesättigtem Dampfe, gilt, auch für die hier vorliegende Fortsetzung zu grunde legt. [3])

Dann ist also:

$$p_o\,v_o = p_i\,v_i,$$

wenn p_o und v_o für den Beginn der Ausströmung gelten. Hiermit wird

$$d\left(\frac{1}{v_i}\right) = \frac{1}{v_o}\,d\left(\frac{p_i}{p_o}\right),$$

somit
$$d\,G = -\,\frac{V_o}{v_o}\,d\left(\frac{p_i}{p_o}\right).$$

Ist nun weiter f der Eröffnungsquerschnitt während der Zeit dt, beim beliebigen Kurbelwinkel φ, so entströmt dem Zylinder während dieser Zeit infolge des Ueberdruckes gemäss der allgemeinen Ausflussformel das Dampfgewicht $d\,G = \alpha\,\psi\,.\,f\,.\sqrt{\frac{p_i}{v_i}}\,.\,dt$, mit α als Kontraktionskoeffizient und ψ = konstant für $\frac{p_i}{p_a} > 1.7$. Für $\frac{p_i}{p_a} < 1.7$ ist dagegen ψ eine von $\frac{p_i}{p_a}$ abhängige, sehr stark veränderliche Grösse.

Mit ω als Winkelgeschwindigkeit der Kurbel wird

$$dt = \frac{1}{\omega}\,d\,\varphi,$$

somit
$$d\,G = \frac{\alpha\,\psi\,f}{\omega}\sqrt{\frac{p_i}{v_i}}\,.\,d\,\varphi.$$

Nun ist aber wegen

$$p_i\,v_i = p_o\,v_o$$

auch
$$\sqrt{\frac{p_i}{v_i}} = \frac{p_i}{p_o}\sqrt{\frac{p_o}{v_o}},$$

somit
$$d\,G = \frac{\alpha\,\psi\,f}{\omega}\sqrt{\frac{p_o}{v_o}}\,.\,\frac{p_i}{p_o}\,d\,\varphi.$$

Durch Gleichsetzen mit dem früher für $d\,G$ erhaltenen Ausdruck wird

$$-\,\frac{V_o}{v_o}\,d\left(\frac{p_i}{p_o}\right) = \frac{\alpha\,.\,\psi\,.\,f}{\omega}\sqrt{\frac{p_o}{v_o}}\,.\,\frac{p_i}{p_o}\,.\,d\,\varphi, \text{ somit}$$

$$\frac{1}{\frac{p_i}{p_o}}\,.\,d\left(\frac{p_i}{p_o}\right) = -\,\frac{\alpha\,\psi}{\omega\,.\,V_o}\sqrt{p_o\,v_o}\;.\,f\,d\,\varphi.$$

Für ψ = konstant ergibt die Integration also:

$$ln\,\frac{p_i}{p_o} = -\,\frac{\alpha\,\psi}{\omega}\,.\,\frac{F}{V_o}\sqrt{p_o\,v_o}\,.\int_{\varphi_a}^{\varphi}\frac{f\,d\,\varphi}{F}\quad .\;.\;.\;.\;.\quad 1)$$

---

[3]) Näheres über die Begründung und die Unterschiede in den Ergebnissen bei Annahme von $p\,.\,v$ = konstant und $p\,.\,v^k$ = konstant vergl. D. p. J. 1903, **318**, S. 355 u. f.

In dieser Gleichung, welche die Lösung enthält, lässt sich der Quotient $\frac{F}{\omega . V_0}$ mit F als *grösstem Kanalquerschnitt* wesentlich einfacher und sehr übersichtlich darstellen.

Wir setzen $u = \frac{O . c_m}{F}$

worin O die nutzbare Kolbenfläche, c_m die mittlere Kolbengeschwindigkeit ist. Dieser Wert u, eine für jede Maschine von gegebenen Abmessungen und gegebener Umdrehungszahl n fest bestimmte Zahl, wird gewöhnlich als „Dampfgeschwindigkeit" in den Kanälen (für unseren Fall in den Auslasskanälen) bezeichnet, obwohl natürlich der Dampf sowohl während der Vorausströmung als später ganz andere und zwar viel grössere Geschwindigkeiten annimmt. Schärfer wäre u als „Kontinuitätsgeschwindigkeit" anzusprechen, da mit dieser mittleren Geschwindigkeit der austretende Dampf wirklich, gemäss dem Kontinuitätsgesetz der unelastischen Flüssigkeiten, durch die Kanäle strömen würde, wenn er sich wie eine solche verhielte. Weiter ist nun

$$V_0 = 2 R . O . (1 + s_0 - v),$$

mit R als Kurbelradius der Maschine, s_0 als schädlichem Raum und v als Restweg der Vorausströmung in Teilen des Kolbenhubes. Hiermit wird nun unser Wert

$$\frac{F}{\omega . V_0} = \frac{O . c_m}{u} \cdot \frac{30}{\pi . n} \cdot \frac{1}{2 R . O . (1 + s_0 - v)}$$

und mit $c_m = \frac{2 R . n}{30}$

$$\frac{F}{\omega . V_0} = \frac{1}{\pi . u . (1 + s_0 - v)}$$

Hiermit geht Gleichung I) über in:

$$ln \frac{p_i}{p_0} = - a \psi . \frac{\sqrt{p_0 v_0}}{\pi . u . (1 + s_0 - v)} . \int \frac{f}{F} d\varphi \quad . \quad II)$$

Von den Abmessungen der Dampfmaschine kommt jetzt in der Gleichung nur noch der Wert u vor, der Kolbenfläche, Hub, Tourenzahl und Kanalweite in sich enthält. Die „Kontinuitätsgeschwindigkeit u" besitzt also in der Tat die Bedeutung für den Druckausgleich, auch aus theoretischen Gründen, die man ihr in den bisherigen empirischen Aufstellungen erfahrungsgemäss beizulegen hatte. Ueber die Uebereinstimmung der Werte von u, wie sie bei dem Druckausgleich nach vorstehender Gleichung sich ergeben, mit den bekannten Erfahrungszahlen von 20 bis 40 m, wird weiter unten ausführlich gehandelt.

Zunächst ist die Gleichung II in bezug auf ihre Konstanten ψ, $\sqrt{p_0 v_0}$ und x eingehender zu erörtern. Es ist nach der Lehre vom Dampfausfluss (Theorie von *Zeuner*)

$$\psi = \left(\frac{2}{m+1}\right)^{\frac{1}{m-1}} . \sqrt{2g . \frac{k}{k-1} \frac{m-1}{m+1}}$$

$$= \text{konstant für } \frac{p_i}{p_a} > 1.7.$$

Hierin ist

$$k = 1,035 + 0,1 \, x$$

(x = spezifische Dampfmenge, $1 - x$ = Feuchtigkeitsgehalt des Dampfes)

$m < k$ Ausflussexponent, wenn Widerstände beim Ausfluss auftreten.

Dieser Ausdruck, in dem sich der Einfluss von m und x (Widerstände und Dampfnässe) schwer übersehen lässt, kann mit beträchtlicher Annäherung gesetzt werden

$$\psi = \frac{1}{1,63} \sqrt{\frac{g}{1 + \zeta}} = \frac{1,92}{\sqrt{1 + \zeta}}$$

mit ζ als hydraulischem Widerstandskoeffizienten im gewöhnlichen Sinne. [4])

Mit $m = \frac{(1 + \zeta) . k}{1 + \zeta . k}$ ist nämlich:

$$\frac{k}{k-1} \cdot \frac{m-1}{m+1} = \frac{1}{2 . (1 + \zeta)} \cdot \frac{1}{1 - \frac{k-1}{2k . (1 + \zeta)}},$$

ein Ausdruck, der sich für die Werte von k und ζ, die in Frage kommen, sehr wenig von $\frac{1}{2 . (1 + \zeta)}$ unterscheidet. Desgleichen kann für $\left(\frac{2}{m+1}\right)^{\frac{1}{m-1}}$ mit Werten von m zwischen 1,135 und 1,05, wie sie vorkommen können, der Mittelwert $\frac{1}{1,63}$ gesetzt werden. — Aus dem vereinfachten Ausdruck für ψ folgt, dass die Feuchtigkeit $1 - x$ auf diesen Wert nur verschwindend kleinen Einfluss haben kann.

Für $\sqrt{p_0 v_0}$ schreiben wir ferner, mit $v_0 = x . s_0$, wobei s_0 das spezifische Volumen des trocken gesättigten Dampfes ist (Dampftabellen),

$$\sqrt{p_0 v_0} = \sqrt{x} . \sqrt{p_0 s_0}$$

Der Wert $\sqrt{p_0 s_0}$ ist für Wasserdampf innerhalb nicht gar zu weiter Grenzen fast konstant. Man erhält z. B. für

p_0 = 40 000 kg/qm (4 atm)	10 000	3000 (0,3 atm)
$\sqrt{p_0 s_0} = \sim 137$	131	127

Für die Spannungen, wie sie beim Beginn der Vorausströmung auftreten, kann also mit völlig genügender Näherung

$$\sqrt{p_0 s_0} = \sim 133$$

gesetzt werden. Der Wert x ist ja auch im Einzelfalle nicht scharf bestimmbar. Um so weniger Zweck hätte äusserste Genauigkeit bei $\sqrt{p_0 s_0}$. Wir setzen also

$$\sqrt{p_0 v_0} = 133 \sqrt{x}$$

für *alle Dampfspannungen*.

Mit diesen Vereinfachungen, durch die die *Genauigkeit* der Rechnung kaum beeinflusst wird, die jedoch in Hinsicht der praktischen Benutzbarkeit der Formeln fast unerlässlich sein dürften, erhalten wir:

$$ln \frac{p_i}{p_0} = - a . \frac{1,92}{\sqrt{1 + \zeta}} . \frac{133 \sqrt{x}}{\pi u . (1 + s_0 - v)} \int_{\varphi_a}^{\varphi} \frac{f}{F} d\varphi$$

$$= - \frac{256 \, a \sqrt{\frac{x}{1 + \zeta}}}{\pi u . (1 + s_0 - v)} \int_{\varphi_a}^{\varphi} \frac{f}{F} d\varphi \text{ oder mit}$$

$$k = a \sqrt{\frac{x}{1 + \zeta}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad III)$$

[4]) D. p. J. 1903, **318**, S. 355.

$$\log \frac{p_i}{p_o} = - \frac{111\,k}{\pi \,.\, u \,.\, (1 + s_o - \nu)} \,.\, \int_{\varphi_a}^{\varphi} \frac{f}{F}\, d\varphi. \qquad IV)$$

Das Integral $\int_{\varphi_a}^{\varphi} \frac{f}{F}\, d\varphi$ lässt sich sehr übersichtlich darstellen. Tragen wir die freien Kanalquerschnitte f als Ordinaten zu den Kurbelwinkeln φ als Abszissen auf, so erhalten wir ein *Ventilerhebungsdiagramm* (bzw. Schiebereröffnungskurve) das sich bei gegebenem Steuerungsschema leicht aufzeichnen lässt (besonders einfach für gewöhnlichen Exzenterantrieb und für unrunde Scheibe). In Fig. 2 und 3 ist dann $\int_{\varphi_a}^{\varphi} f d\varphi$ der Inhalt der Fläche *OCD*.

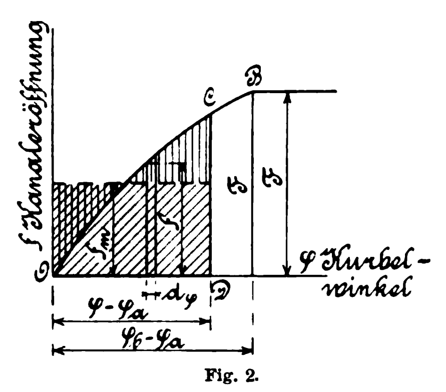


Fig. 2.

Wird diese planimetriert, so ist mit f_m als „mittlerem Eröffnungsquerschnitt während des Kurbelwinkels $\varphi - \varphi_a$"

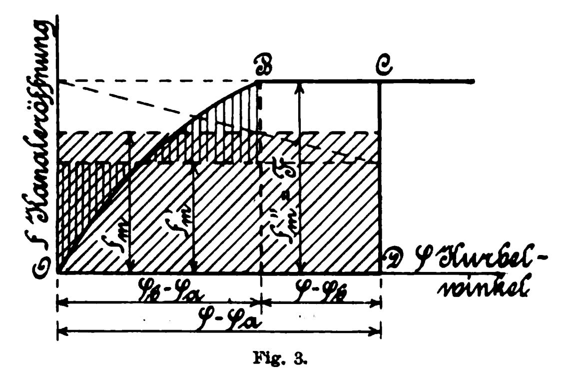


Fig. 3.

$$f_m \,.\, (\varphi - \varphi_a) = \int_{\varphi_a}^{\varphi} f\, d\varphi. \text{ somit}$$

$$\int_{\varphi_a}^{\varphi} \frac{f}{F}\, d\varphi = \frac{f_m}{F} \,.\, (\varphi - \varphi_a)$$

worin φ und φ_a im Bogenmass, oder

$$= \pi \,.\, \frac{f_m}{F} \,.\, \frac{(\varphi - \varphi_a)^0}{180},$$

worin φ und φ_a im Gradmass einzusetzen sind. —

Aus Fig. 3 ist ersichtlich, wie man f_m zu ermitteln hat, wenn der Kanal schon eine Zeit lang offen ist. Für letzteren Fall ist übrigens:

$$\frac{f_m}{F} = \frac{f_m'}{F} \,.\, \frac{\varphi_b - \varphi_a}{\varphi - \varphi_a} + \frac{\varphi - \varphi_b}{\varphi - \varphi_a}$$

Daher wird nun:

$$\log \frac{p_i}{p_o} = - \frac{111\,k}{u \,.\, (1 + s_o - \nu)} \,.\, \frac{f_m}{F} \,.\, \frac{(\varphi - \varphi_a)^0}{180} \qquad V)$$

Nach dieser einfachen Gleichung kann nun der Druckabfall für einen beliebigen Kurbelwinkel φ während der Ausströmung und zwar *bei jedem beliebigen Steuerungsantrieb* berechnet werden, sobald nur die Kontinuitätsgeschwindigkeit für den Auslass- und das Erhebungsdiagramm bekannt ist. Da es bei diesem nur auf den *Verhältniswert* $\frac{f_m}{F}$ ankommt, so ist der Längen- und der Höhenmasstab von keinem Einfluss, kann also nach Belieben gewählt werden. Die Stelle *B* der Erhebungslinie (Fig. 2 und 3), wo die Eröffnung des Auslassorgans die Kanalweite gerade erreicht, muss aber bekannt sein.

Gleichung V berücksichtigt den Einfluss der Kolbenbewegung *nicht*[5]) und gilt nur bis zu der Spannungsgrenze, wo der innere Druck das rd. 1,6 bis 1,7 fache des äusseren Druckes erreicht. Demgemäss beschränkt sich ihre Anwendung in der Hauptsache auf *Kondensationsmaschinen*.

Um für einen bestimmten Fall die Rechnung ausführen zu können, muss die Konstante *k* bekannt sein.

(Fortsetzung folgt.)

[5]) Diese Frage wird in einem späteren Abschnitt eingehend behandelt werden. Vorläufig genügt eine überschlägige Schätzung des fraglichen Betrages, wie sie in den nachfolgenden Beispielen angewendet wird.

Feuerungen mit mechanischer Beschickung.

Von **O. Herre.**

Durch die Einführung von Feuerungen mit mechanischer Beschickung will man drei in verschiedenen Richtungen liegende Ziele erreichen; man will:

1. den Betrieb der Feuerungen zu einem rauchlosen oder mindestens rauchschwachen machen, also die Belästigung der Umgebung der Feuerungsanlage aufheben oder wenigstens mildern;
2. den Heizer von seiner anstrengenden Tätigkeit etwas entlasten bezw. Ersparnisse an Heizerlöhnen erzielen;
3. die Ausnutzung des Brennstoffes erhöhen.

Die bisherigen Erfahrungen mit gut konstruierten mechanischen Beschickungsvorrichtungen haben gezeigt, dass ein rauchfreier Betrieb sehr gut möglich ist, sofern nur die Feuerung vor Ueberlastung bewahrt bleibt. Wo dies nicht zutrifft, stellt sich auch sofort der Rauch ein. Man darf eben nicht vergessen, dass jeder Brennstoff zu seiner Entgasung unter gegebenen Verhältnissen eine bestimmte Zeit gebraucht. Bei überlasteten Feuerungen ist diese Zeit nicht mehr vorhanden; die einzelnen Beschickungen erfolgen zu rasch aufeinander, oder der Brennstoff wird zu schnell durch den Feuerraum geführt, als dass eine ruhige Entgasung und ein regelrechter Verbrennungsprozess möglich wäre. Die von *C. Bach* in der Zeitschrift d. Ver. d. Ing. 1896, S. 492 u. f., erhobene Forderung: „man müsse aufhören, den Rost einer Feuerung, welche unter gegebenen Verhältnissen, wozu auch der Zug gehört, rauchschwach beispielsweise nur 75 kg einer bestimmten Steinkohle stündlich auf 1 qm Rostfläche zu verbrennen imstande ist, mit 150 kg oder noch mehr

unter den gleichen Verhältnissen zu beanspruchen", findet leider auch bei mechanisch beschickten Feuerungen nicht immer die notwendige Beachtung. Dies ist auch deshalb bedauerlich, weil hierdurch leicht ein vollständig ungerechtfertigtes Vorurteil gegenüber den mechanisch beschickten Feuerungen wachgerufen werden kann, indem ihre rauchvermindernde Wirkung in Zweifel gerät.

Die Erleichterungen, die der Heizer durch die Einführung mechanisch beschickter Feuerungen erfährt, können je nach den besonderen Umständen mehr oder minder bedeutend sein. Wird der Brennstoff den Beschickungsvorrichtungen durch eine Fördereinrichtung selbsttätig zugeführt, so beschränkt sich die Bedienung der Feuerung bei gut konstruierten Vorrichtungen und bei passend gewählten Brennstoffarten auf das Offenhalten der Rostspalten (Abschlacken) und die Regelung der Wärmeentwicklung entsprechend dem augenblicklichen Wärmebedarf. Ist der Brennstoff nicht sehr schlackenreich und wird die Feuerung nicht überlastet, so ist die Tätigkeit des Heizers im Vergleich zur Bedienung einer gewöhnlichen Planrostfeuerung ganz bedeutend verringert, so dass es zulässig erscheint, einem Heizer die Bedienung mehrerer Beschickungsvorrichtungen zu übertragen.

Wesentlich anders liegen aber die Verhältnisse, wenn der Heizer den Brennstoff von der Flurhöhe erst in den gewöhnlich recht hoch liegenden Speisebehälter der Beschickungsvorrichtung schaufeln muss, wenn die Vorrichtung selbst mangelhaft arbeitet oder der Brennstoff ungeeignet ist und die Feuerung überlastet werden muss.

Das Füllen des Speisebehälters mit Hilfe der Schaufel ist nicht nur anstrengend, es verursacht auch weit mehr Staub im Kesselhause, als wenn der Brennstoff unmittelbar in den Feuerraum geworfen wird. Am meisten kann aber der Heizer belästigt werden, wenn die Beschickungsvorrichtung schlecht arbeitet oder wenn der Brennstoff von ungeeigneter Beschaffenheit ist. Man muss bedenken, dass der Heizer beim Eintritt einer Sperrung im Betriebe der Beschickungsvorrichtung nicht nur die Störung zu beseitigen hat, er muss vielmehr auch bei grösseren Störungen die Feuerung mit der Wurfschaufel von Hand beschicken, wobei noch in Betracht zu ziehen ist, dass die Lage der Feuertür für die Handbeschickung bei den meisten Vorrichtungen keine günstige ist. Wenn in einzelnen Fällen mechanische Beschickungsvorrichtungen dauernd ausser Betrieb gesetzt wurden, so lag dies meistens an den zu häufig auftretenden Sperrungen und sonstigen Störungen, wobei die Schuld entweder der Konstruktion der Vorrichtung oder der Beschaffenheit des Brennstoffes beizumessen ist.

Die meisten Beschickungsvorrichtungen erfordern einen Brennstoff von möglichst gleichmässiger Korngrösse von etwa 6 bis 20 mm. Zwar können auch grobstückige Kohlen bis zu 60 mm Korngrösse verfeuert werden, doch treten dann Sperrungen viel leichter auf und die gleichmässige Verteilung des Brennstoffes auf dem Rost leidet umsomehr, je ungleichmässiger die Korngrösse ist. Man hat auch versucht, die Beschickungsvorrichtungen mit Zerkleinerungsapparaten zu vereinigen. Diese Anordnung bietet den Vorteil einer grösseren Unabhängigkeit bei der Auswahl des Brennstoffes, doch erfordert die Zerkleinerung des Brennstoffes einen gewissen Arbeitsaufwand; ferner bildet sich Grus, dessen Verfeuerung gewöhnlich nicht dieselbe Ausnutzung wie bei stückiger Kohle ermöglicht. Im allgemeinen wird es deshalb doch das Beste sein, den Brennstoff gleich in passendster Beschaffenheit zu beziehen.

Dass die Feuerungen mit mechanischer Beschickung bei regelrechtem Betriebe eine höhere Ausnutzung des Brennstoffes als gewöhnliche Planrostfeuerungen ermöglichen, ist durch Versuche bestätigt. Es ist dies auf die wesentlich günstigeren Verhältnisse der Luftzuführung zurückzuführen. Zunächst unterbleibt das häufige Oeffnen der Feuertür, so dass keine kalte Luft an ungeeigneter Stelle in den Feuerraum eindringt. Aber auch die Regelung der durch den Rost zuzuführenden Verbrennungsluft kann bei mechanischer Beschickung viel genauer als bei Handbeschickung bewirkt werden. Bei mechanischer Beschickung bleiben Zustand und Menge des Brennstoffes im Feuerraum unveränderlich, sofern die Belastung dieselbe bleibt. Es genügt also, die Luftzuführung dem Bedarfe entsprechend einzustellen, worauf dann eine weitere Regelung nur beim Belastungswechsel erforderlich wird. Bei Handbeschickung bedingt dagegen der periodisch verlaufende Verbrennungsvorgang eine fortwährende Veränderung des Zustandes und der Menge des Brennstoffes auf dem Roste; es wäre infolgedessen auch eine fortwährende Regelung der Luftzuführung notwendig. Dass es hierbei nicht immer möglich ist, die Luftzuführung genau dem Bedarfe anzupassen, liegt auf der Hand. Wegen der Umständlichkeit dieser Luftregulierung unterbleibt dieselbe bei weniger gewissenhaften oder stark angestrengten Heizern nicht selten ganz.

Die Feuerungen mit mechanischer Beschickung arbeiten daher in der Regel mit einem erheblich geringeren Luftüberschuss als Feuerungen mit Handbeschickung. Der Verlust durch die abziehenden Gase wird deshalb bei ersteren geringer als bei letzteren sein können. Der geringere Luftüberschuss bedingt ferner in Verbindung mit dem gleichbleibenden Verbrennungszustand eine sehr hohe und gleichmässige Temperatur im Feuerraum, die der Vollkommenheit der Verbrennung zugute kommt. Zugleich ermöglicht die hohe Anfangstemperatur der Heizgase wegen des grösseren verfügbaren Temperaturgefälles eine bessere Wärmeausnützung der Gase.

Hiernach ist einleuchtend, dass die mechanische Beschickung der Feuerungen sehr wohl geeignet ist, die Ausnützung des Brennstoffes zu erhöhen. Allerdings bezieht sich dies auf passende, d. h. auf Brennstoffe von richtiger und gleichmässiger Korngrösse, die wegen der Aufbereitung vielfach im Preise etwas höher stehen als gewöhnliche Brennstoffe. Für minderwertige Brennstoffe kommen die heute üblichen mechanischen Beschickungsvorrichtungen nicht in Betracht.

Ferner wird bei der allgemeinen Beurteilung des Wertes der mechanischen Beschickungsvorrichtungen noch zu berücksichtigen sein, dass sie ein entsprechend höheres Anlagekapital erfordern, dass ihre Unterhaltung sich kostspieliger gestaltet und dass sie mechanischen Antrieb erfordern, der einen, wenn auch geringen Teil des in der Feuerung erzeugten Effektes verbraucht.

Die heute gebräuchlichen mechanischen Beschickungsvorrichtungen lassen sich in drei Gruppen einteilen:

1. Vorrichtungen, welche mit Hilfe mechanisch bewegter Wurfschaufeln oder kleiner Förderwagen den frischen Brennstoff gleichmässig und ununterbrochen *über* die Brennstoffschicht auf dem Roste zu verteilen suchen;
2. Vorrichtungen, bei denen durch Bewegung des Rostes der Brennstoff allmählich durch den Feuerraum geführt wird, derartig, dass vorn die Erwärmung des Brennstoffes erfolgt und die Entgasung und allmähliche Verbrennung in demselben Masse vor sich geht, wie der Brennstoff nach hinten geführt wird;
3. Vorrichtungen, welche den frischen Brennstoff *unter* die glühende Schicht schieben.

Bei den unter 1 angeführten Vorrichtungen mit mechanisch bewegten Wurfschaufeln können noch zwei Fälle unterschieden werden, je nachdem die Wurfschaufeln *rotieren* oder *schwingen*. Von den Vorrichtungen mit ro-

tierenden Wurfschaufeln ist die bekannteste der *Leach-Apparat*, der von der *Sächsischen Maschinenfabrik vorm. Richard Hartmann*, Chemnitz, in zahlreichen Exemplaren zur Ausführung gebracht worden ist. Hierher gehört auch die Beschickungsvorrichtung von *Ruppert* der *Maschinenfabrik Germania*, Chemnitz.

Vorrichtungen mit schwingender Wurfschaufel sind in Anlehnung an die älteste Ausführung von *Proctor* in sehr verschiedenen Konstruktionen zur Anwendung gekommen. Erwähnt sei hier die Beschickungsvorrichtung von *Münckner & Comp.*, Bautzen, die in D. p. J. 1900, **315**, S. 802 bis 809, ausführlich vom Verfasser besprochen wurde.

Von den Vorrichtungen, welche den Brennstoff mit Hilfe eines über den Rost fahrenden kleinen Wagens zu verteilen suchen, hat sich diejenige von *Hans Hofmann* (s. D. p. J. 1901, **316**, S. 572), noch am besten bewährt. Eine Abänderung dieser Vorrichtung von der Firma *J. A. Topf & Söhne* wird in diesem Berichte erläutert werden.

Bei den unter 2 angeführten Vorrichtungen mit bewegtem Rost sucht man die gewünschte Bewegung des Brennstoffes durch sehr verschiedenartige Hilfsmittel zu erreichen. Am bekanntesten dürften die *Kettenroste* sein, bei denen ein endloses, über zwei Walzen geführtes, kettenartiges Band den Rost bildet. Besonders die Konstruktion der *Deutschen Babcock & Wilcox Dampfkessel-Werke*, Oberhausen, (s. den Bericht des Verfassers D. p. J. 1903, **318**, S. 503 und 504), scheint sich gut bewähren zu wollen. Andere bildeten den Rost als kreisförmige, um eine senkrechte Achse drehbare Scheibe aus, von welcher die eine Hälfte in den Feuerraum hineinragte. Wieder andere verwendeten walzenförmige Roste, welche sich um ihre wagerechte Achse drehten. Auch kommen einfache Roststäbe zur Anwendung, die in eine bestimmte schwingende Bewegung versetzt werden, um den Vorschub des Brennstoffes herbeizuführen.

Die unter 3 angeführten Vorrichtungen, welche den frischen Brennstoff unter die glühende Schicht schieben, haben bisher nur wenig Anwendung gefunden. Die meisten Versuche scheiterten an dem Umstande, dass zur Erzielung einer gleichmässigen Verteilung des Brennstoffes mit verhältnismässig hoher Brennschicht gearbeitet werden müsste. Hierdurch entstand ein sehr schneller Abbrand des Rostes, dessen Ersatz gewöhnlich kostspielig war. Neuerdings sucht man diesem Uebelstande dadurch zu begegnen, dass man Pressluft in Anwendung bringt. Nach den Erfahrungen, die man mit den gewöhnlichen Unterwindfeuerungen gemacht hat, erscheint es nicht ausgeschlossen, dass durch die Anwendung von Pressluft der Abbrand des Rostes auf ein zulässiges Mass herabgedrückt werden kann.

Von den neueren Vorrichtungen zur mechanischen Beschickung des Rostes von unten seien hier erwähnt die Feuerung der *Under-Feed Stocker Company*, Limited, London (s. D. p. J. 1901, **316**, S. 574), bei welcher Vorrichtung eine konische Förderschnecke den Brennstoff unter die glühende Schicht schiebt, und die nachstehend beschriebene Feuerung der *Eriths Engineering Company*, London, die in Deutschland von der *Maschinen- und Dampfkesselfabrik Guilleaume Werke*, Neustadt a. H., gebaut wird.

Im Anschluss an meinen letzten Bericht: *Moderne Dampfkesselfeuerungen* (D. p. J. 1900, **315**, Heft 47 bis 50), mögen nachstehend einige Feuerungen mit mechanischer Beschickung näher erläutert werden.

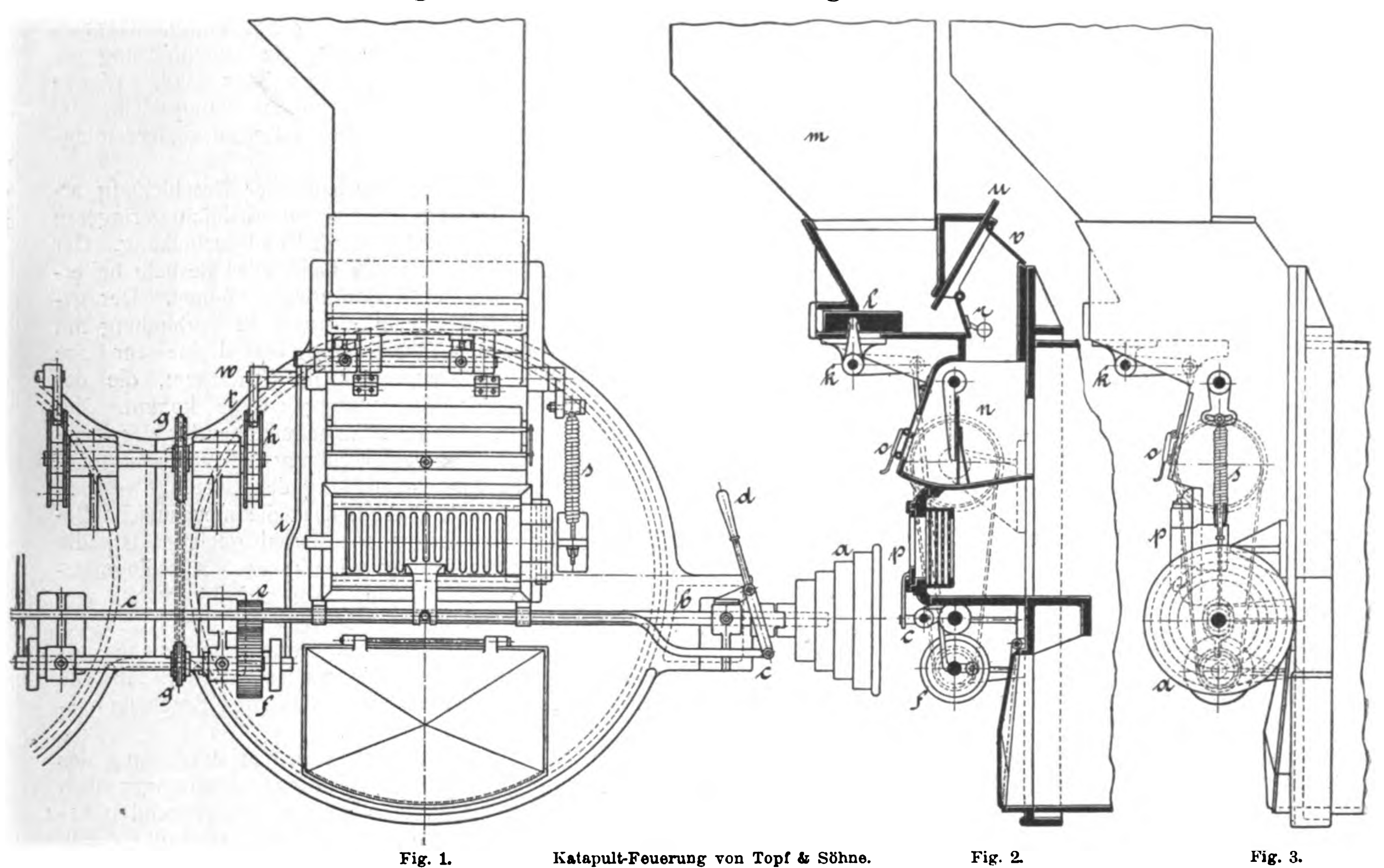


Fig. 1. Katapult-Feuerung von Topf & Söhne. Fig. 2. Fig. 3.

1. Beschickungsvorrichtung mit schwingender Wurfschaufel von J. A. Topf & Söhne, Erfurt.

Fig. 1—3 geben eine Beschickungsvorrichtung, „Katapult"-Feuerung genannt, von *J. A. Topf & Söhne* wieder, die bezüglich der Antriebsbewegung der Wurfschaufel mit der Vorrichtung von *Münckner & Comp.* (D. p. J. 1900, **315**, S. 802) im allgemeinen übereinstimmt, doch ist die Zuführung des Brennstoffes aus dem Trichter zur Wurfschaufel etwas anders ausgebildet.

Der Brennstoff gelangt aus dem Behälter *m* vor den Kolben *l* und wird an dem Schieber *u* vorbei nach Oeffnen der Klappe *r* in die Wurfkammer *n* gefördert und hier von der Wurfschaufel in die Feuerung geschleudert.

Der Antrieb erfolgt von der Stufenscheibe *a* aus, welche durch eine Klauenkupplung die Welle *b* mitnimmt. Von dieser geht die Bewegung durch die Zahnräder *e* und *f* und durch das Kettengetriebe *gg* auf die Knaggenscheibe *h* über.

Die Wurfschaufel schwingt um die Welle *w*; an dieser sitzt auf der einen Seite die Klinke *t*, welche von den Knaggen der Scheibe *h* gehoben wird. Hierdurch wird die Wurfschaufel zurückgezogen; zugleich wird aber durch den am anderen Ende der Welle *w* sitzenden Hebel die Feder *s* in Spannung gebracht. Gleitet nun die Klinke *t* über eine Knagge der Scheibe *h* hinweg, so wird infolge der Federspannung die Wurfschaufel vorgeschnellt und der vor der Schaufel befindliche Brennstoff auf den Rost geworfen.

Um eine gleichmässige Verteilung des Brennstoffes über den *ganzen* Rost zu erzielen, sind die Knaggen der Scheibe *h* verschieden hoch; es wird also auch die Feder *s* nacheinander verschieden stark gespannt und die Schaufel verschieden kräftig vorgeschnellt, so dass der Brennstoff bald mehr vorn, bald nach der Mitte oder nach hinten geworfen wird.

Die Spannung der Feder *s* kann je nach der Korngrösse des Brennstoffes eingestellt werden.

Mit dem Zahnrade *f* ist eine Kurbelscheibe verbunden, welche mittels der Stange *i* und des Winkelhebels *k* die Bewegung des Speisekolbens *l* bewirkt.

Die Regelung der zu verfeuernden Brennstoffmenge kann durch Benützung der Stufenscheibe *a*, durch Einstellen des Schiebers *u* und durch Einstellen des Steines in der Kurbelscheibe bei *f* erfolgen.

Unterhalb der mechanischen Beschickungsvorrichtung befindet sich eine Feuertür, welche zum Abschlacken des Rostes und zur Beschickung von Hand verwendet werden soll. Diese Feuertür ist mit einem Gitterschieber versehen, hinter welchem sich eine Anzahl gelochter Bleche befinden, durch welche Verbrennungsluft in fein verteilten Strahlen eingeführt wird. Ein mit dem Kupplungshebel *d* verbundenes Gestänge *c* sorgt für die selbsttätige Schliessung des Gitterschiebers bei Unterbrechung der Beschickung.

Die Firma *J. A. Topf & Söhne* versieht ihre „Katapult-Feuerung“ neuerdings noch mit einer Verbesserung, die besonders hervorgehoben zu werden verdient.

Bei jedem, in bezug auf Stückgrösse ungleichmässigem Brennstoff zeigt sich die Erscheinung, dass infolge des im Vergleich zur Masse verschiedenen Luftwiderstandes die kleineren Stücke eine geringere Wurfweite erlangen als die grösseren Stücke, gleiche Wurfkraft vorausgesetzt. Es werden sich deshalb die kleineren Stücke mehr auf dem vorderen Teil des Rostes ansammeln. Da nun ferner der Abbrand bei grossstückigem Brennstoff wegen der besseren Luftdurchlässigkeit im allgemeinen schneller vor sich geht als bei kleinstückigem, mehr staubförmigem Brennstoff, so erkennt man, dass auf dem hinteren Rost unter Umständen leere Flächen entstehen können, während sich vorn der Brennstoff stellenweise anhäuft.

Bei der Katapult-Feuerung wird dieser Uebelstand neuerdings dadurch zu vermeiden gesucht, dass die bei

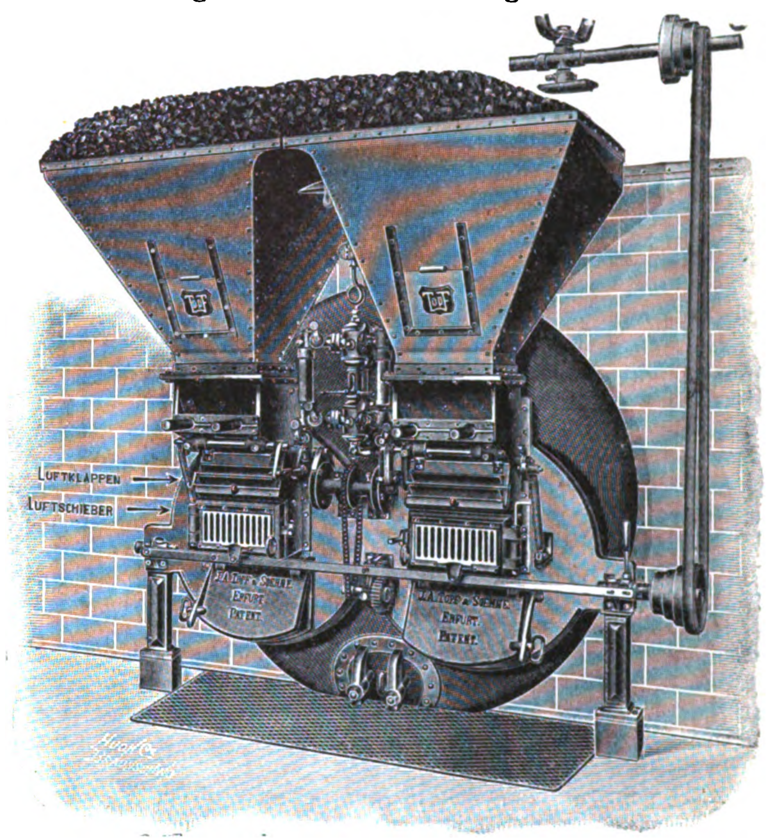


Fig. 4. Katapult-Feuerung von Topf & Söhne. Vorder-Ansicht.

jeder Beschickung geworfenen Brennstoffmengen verschieden gross gemacht werden; am grössten bei der stärksten und am kleinsten bei der schwächsten Wurfkraft.

Der Schieber *l* (Fig. 2) wird deshalb nicht von der Kurbelscheibe *f* betätigt, sondern, wie Fig. 4 erkennen lässt, von der Knaggenscheibe. In demselben Masse wie die Wurfschaufel mehr oder weniger zurückgezogen und damit die Wurfkraft verändert wird, führt der Kohlenschieber *l* einen grösseren oder geringeren Hub aus. Die Firma benutzt auch zum Antriebe des Kohlenschiebers entsprechend gestaltete Kurvenscheiben.

Wenn auch nicht zu erwarten ist, dass durch die Einführung dieser Neuerung das Ausgleichen der Brennstoffschicht durch den Heizer ganz in Wegfall kommen wird, so ist die neue Konstruktion doch als ein weiterer Schritt zur Verbesserung der mechanischen Beschickungsvorrichtungen mit Freuden zu begrüssen.

(Fortsetzung folgt.)

Mitteilungen über Herstellung und Eigenschaften der Treibriemen.

Die Schwierigkeit, geeignete mechanische Uebertragungsmittel als Verbindungsglieder zwischen den Energieerzeugern und den Arbeitsmaschinen herzustellen, wächst mit der Grösse der zu übertragenden Kräfte und der Geschwindigkeiten. Die Neuzeit mit ihren grossen Maschineneinheiten, und den besonders bei den Dynamos und Elektromotoren üblichen hohen Umdrehungszahlen, stellt gesteigerte Anforderungen an diese Maschinenelemente, die von grosser Bedeutung für die Wirtschaftlichkeit und Sicherheit eines Betriebes sind. Zu den wichtigsten und verbreitetsten Uebertragungsmitteln der drehenden Bewegung gehören die Treibriemen, die überall anwendbar

sind, wo nur mässige Uebersetzungen bis höchstens 5 : 1 in Frage kommen, und wo der Platz für einen genügenden Wellenabstand zur Verfügung steht. Die grossen Vorzüge des Riemenbetriebes sind: Einfachheit der Anlage, verhältnismässig geringe Anschaffungs- und Unterhaltungskosten, geringe Anforderungen an Pflege und Wartung, leichte und schnelle Reparaturen, elastische Verbindung der Maschinen, guter Wirkungsgrad und verhältnismässig ruhiger und geräuschloser Lauf. Der Riemenantrieb bietet bei leichter Anpassungsfähigkeit an verschiedene Betriebsverhältnisse die Möglichkeit, von einer Haupttransmission aus in bequemer Weise beliebig viele Arbeitsstellen mit Energie zu versehen, wobei die Lage der einzelnen Wellen zueinander innerhalb gewisser Grenzen eine ganz beliebige sein kann. Als Nachteile stehen demgegenüber der grosse Raumbedarf und die Unmöglichkeit mit einem Vorgelege grosse Uebersetzungen zu erzielen; Uebersetzungen von mehr als 5 : 1 können nur auf Kosten der Lebensdauer, des Wirkungsgrades und der Betriebssicherheit ausgeführt werden. Handelt es sich um den Antrieb einer Gruppe von Maschinen durch eine gemeinsame Energiequelle, so kann man in einfachster Weise jede Maschine durch Anordnung von Fest- und Losscheibe ausrückbar antreiben. Ebenso kann durch Anordnung zweier konischer Riemscheiben eine Regulierung der Antriebsgeschwindigkeit erreicht werden.

Fig. 1. Fig. 2. Fig. 3. Fig. 4.

Fig. 5. Fig. 6.

Fig. 7.

Bei richtiger Wahl des Riemenmaterials und der Abmessungen eignen sich Triebriemen für fast alle Betriebe, von den kleinsten bis zu den grössten Energieübertragungen und auch für feuchte, heisse und säurehaltige Räume.

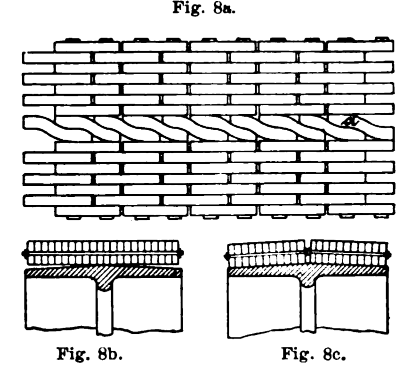
Die übliche *Querschnittsform* der Riemen ist das Rechteck; für besondere Arten des Riemenlaufes werden jedoch auch andere Querschnitte gewählt, die in der Hauptsache ein besseres Anschmiegen an die Scheibe und eine günstigere Verteilung der Spannungen über den Querschnitt bezwecken. Auf balligen Scheiben setzt der stärkere Riemen der Querbiegung, die zur innigen Anlage an die Scheibe nötig ist, einen beträchtlichen Widerstand entgegen, so dass der Riemen oft nicht in ganzer Breite anliegt. Um diesen Widerstand zu verringern, ohne gleichzeitig den Querschnitt zu vermindern, verstärkt man den Riemen nach Fig. 1 durch seitlich aufgenähte Streifen. Die Querschnittsform nach Fig. 2 ist unmittelbar der gewölbten Form der Scheibe angepasst und soll eine Querbiegung überhaupt nicht erforderlich machen; dieser Vorteil wird jedoch hinfällig, sobald die treibende Scheibe, wie dies fast immer angebracht ist, gerade gedreht ist. Im übrigen ist die Materialbeanspruchung bei der Abbiegung auf den Scheiben sehr viel ungünstiger und die Herstellung eines gleichmässigen Riemens von verhältnismässig kompliziertem Querschnitt zweifellos bedeutend schwieriger als diejenige eines einfachen flachen Riemens. Zweifelhaft erscheint deshalb auch der angebliche Vorteil derartig seitlich verstärkter Riemen, einen besonders ruhigen und geraden Lauf zu ergeben. Die Querschnittsformen nach Fig. 3 und 4 sind für gekreuzte und halbgekreuzte Riemen mit Rücksicht auf die eigenartige Beanspruchung derselben und die starke Dehnung der Seitenfasern zweckmässig.

Die Grundbedingung eines günstigen Riemenbetriebes ist eine hohe Elastizität des Riemens, die wertvoller als eine grosse Zugfestigkeit ist. Es sollte nicht das Bestreben der Riemenfabrikation sein, einen Riemen von geringer Dehnung, einen „dehnungsfreien" Riemen, sondern einen solchen von möglichst geringer *bleibender*, aber grosser *elastischer* Dehnung herzustellen: der vornehmste Gesichtspunkt der Riemenfabrikation. Ferner sollte der Riemen einen homogenen Querschnitt von gleicher und möglichst geringer Dicke haben, wozu als weiteres Haupterfordernis kommt, dass eine genügende Reibung zwischen Riemen und Scheibe vorhanden ist und auch im Betriebe erhalten bleibt. Dass der Preis die Wahl der Riemensorte beeinflusst und oft von ausschlaggebender Bedeutung ist, bedarf wohl kaum der Erwähnung.

Hauptsächlich werden die folgenden *Arten von Riemen* verwendet:

1. Lederriemen;
2. Geweberiemen:
   a) Baumwoll-, Hanf-, Segeltuchriemen,
   b) Haarriemen,
   c) Gummi- und Balatariemen:
3. Geweberiemen mit Einlagen oder Umlagen;
4. Gelenkriemen;
5. Stahldrahtriemen.

Die letzteren werden als Elevator- und Transportgurte verwendet. — Es mögen einige aussergewöhnliche Konstruktionen erwähnt werden, die meistens darauf hinauslaufen, die Zugfestigkeit der Riemen oder die Reibung auf der Scheibe zu erhöhen, die jedoch gewöhnlich einen wenig elastischen Riemen ergeben und deshalb wohl zu Transportgurten, nicht aber zu Treibriemen geeignet sind. Fig. 5 zeigt einen gummiimprägnierten Geweberiemen, dessen Kern durch eine Stahlbandeinlage gebildet wird. Der in Fig. 7 dargestellte Geweberiemen mit Metalldrahteinlage soll so aufgelegt werden, dass die Gewebeseite die Scheibe berührt. Andere Arten von Treibriemen bestehen aus einem Gewebe (englisches Leder oder Segeltuch), auf das von beiden Seiten eine Papierschicht gepresst ist, oder aus Gewebegurt und Leder, die nach Fig. 6 durch Leim, Gummilösung, Nähen oder auch Vulkanisieren verbunden sind. Ferner wird ein Riemen in den Handel gebracht, der aus Tuchlagen mit ledernen Umlagen resp. Zwischenlagen besteht. Dem Gewebe soll hier die Aufgabe der Kraftübertragung zufallen, während das Leder glatte und gut anliegende Laufflächen ergeben und dem Gewebe ausserdem Schutz gegen Beschädigungen gewähren soll. — Für schwere Betriebe und auch für feuchte Räume eignen sich Lederriemen, die aus hochkantig zusammengesetzten Lederstreifen bestehen, und die sowohl als Gliederriemen nach Fig. 8 wie auch als massive Riemen aus fest miteinander verbundenen Lederstreifen zusammengesetzt werden.


Fig. 8a. Fig. 8b. Fig. 8c.

Die Gliederriemen, die der *Gall*schen Kette nachgebildet sind, bestehen aus einzelnen Lederstreifen, die mittels durchgehender Bolzen gelenkig verbunden werden. Fig. 8 a zeigt einen Riemen neuen Systems der *Rheinischen Maschinenleder- und Riemenfabrik von A. Cahen-Leudesdorf & Co.*, Müfflheim-Rhein, der sich von den ge-

wöhnlichen Gliederriemen nach Fig. 8 b wesentlich dadurch unterscheidet, dass zur Verbindung zwei Stifte (Fig. 8 c) verwendet werden, die in sinnreicher Weise durch kleine Lederglieder *a* (Fig. 8 a) verbunden sind. Durch diese Teilung des Verbindungsstiftes wird die Beanspruchung desselben auf Biegung auf balligen Scheiben vermieden. Diese Riemen können auf beiden Seiten laufen; die Verbindung ist leicht und einfach herzustellen. Die ledernen Gliederriemen werden von genannter Fabrik normal in drei Grössen von 12, 16 und 19 mm Gliederhöhe angefertigt; als normale Beanspruchung wird 10 kg/qcm angegeben. Die einzelnen Lederstreifen der massiven Riemen werden durch eine besondere, verdeckt liegende Schnürung zusammengehalten.

Die Herstellung der Treibriemen,

Die Güte eines Treibriemens ist abhängig von der Beschaffenheit des Rohmaterials und von der Art der Verarbeitung desselben zum fertigen Riemen. Das Rohmaterial soll gleichmässig, dauerhaft, fest, geschmeidig und elastisch sein; Aufgabe der Verarbeitung ist es, diese Eigenschaften des Materials zu erhöhen, dauernd zu sichern und für den Zweck des Riemens nutzbar zu machen.

Der Hauptgesichtspunkt der Riemenfabrikation muss die Herstellung eines *elastischen* Riemens sein. Wesentlich sind ferner ein überall gleicher, homogener Querschnitt sowie gleiche Festigkeit und Dehnbarkeit und endlich auch die Wahl solcher Riemenverbindungen, die den Riemen möglichst wenig steif und schwer machen.

1. Leder-Riemen.

Zur Herstellung eines guten Lederriemens ist eine sorgfältige Auswahl des Hautmaterials, eine gute Gerbung und die sorgsame Zusammenstellung gleichartiger Hautteile zu einem Riemen erforderlich.

Die grösste Einfuhr von Häuten findet aus Süd-Amerika statt; jedoch sind diese Häute nicht zu Treibriemen zu verarbeiten, da sie mit Brandzeichen behaftet und die gebrannten Stellen unbrauchbar sind (so oft das Vieh den Besitzer wechselt, wird es gebrannt.) Es gelangt daher fast ausschliesslich europäische Haut zur Verwendung, und zwar ist diejenige der Bergviehrasse infolge ihrer festen, kernigen Struktur die geeignetste. Je nach der gewünschten Riemendicke können Kuh- oder Ochsenhäute verwendet werden, welche letzteren den Kuhhäuten jedoch an Festigkeit und Elastizität bedeutend überlegen sind. Stierhäute sind ganz von der Verarbeitung ausgeschlossen, da sie ein ungleich dickes, grobfaseriges, mürbes und unelastisches Material ergeben. Aehnlich verhalten sich die indischen und javanischen Büffelhäute, welche infolge ihres billigeren Preises teilweise zu Treibriemen verwendet werden, aber zu verwerfen sind.

Die Zerreissfestigkeit der Stier- und Büffelhäute ist zwar bei gleicher Gerbung grösser als die der Ochsenhaut, ihre Elastizität ist jedoch bedeutend geringer.

Die Kerntafel der Ochsenhaut, die allein ein wirklich geeignetes Riemenmaterial liefert, ist nach Beseitigung aller für Riemen unbrauchbaren Teile (Kopf, Hals und Flanken) bis 1,50 m lang und bis 1,40 m breit. Der Mittelrücken zeigt einen etwa 200 mm breiten Streifen von etwa 5 mm Dicke. Nach den Seiten wächst die Dicke und erreicht etwa 400 mm von der Mittellinie ihren grössten Wert von 8—9 mm (Fig. 9). Nur die Mittelrückenbahnen ergeben ganz gleichmässig dicke Riemen und besitzen ausserdem eine weit höhere Elastizität als die Seitenbahnen. Sie zeichnen sich vor diesen auch dadurch aus, dass ihre Elastizität an allen Stellen fast genau gleich ist, während diejenige der Seitenbahnen sehr verschieden ist, jenachdem die betreffenden Stücke der Mitte, dem Hals- oder dem Schwanzende der Bahn entnommen sind.

Einfache Lederriemen für höhere Anforderungen sollten dementsprechend nicht dicker als 5 mm, höchstens aber 6,5 mm gewählt werden, doppelte 10—12 mm dick.

Durch die Anforderungen der Käufer, die auf einen dicken Riemen Wert legen, werden die Riemenfabrikanten häufig gezwungen, möglichst dicke Riemen anzufertigen

Fig. 9.

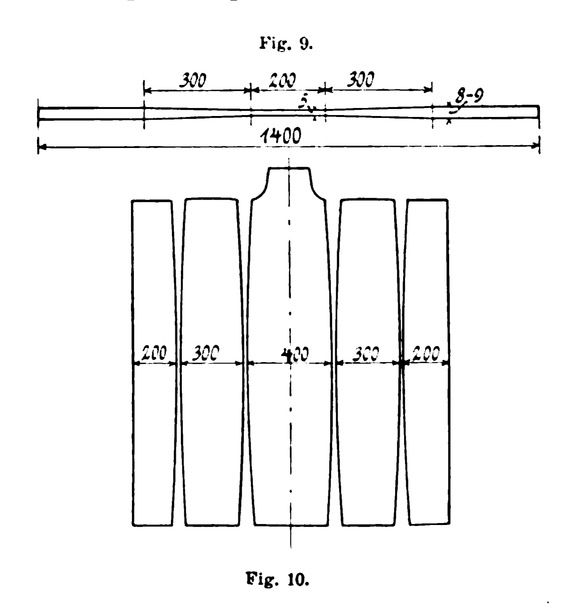


Fig. 10.

oder gar durch starke künstliche Schwellung sehr dickes Leder herzustellen, das jedoch mürbe und schwammig ist. Wie bereits hervorgehoben wurde, ist es zur Verminderung der Riemenbiegungsarbeit und zur Erzielung einer innigen Anlage an die Scheibe erwünscht, möglichst dünne Riemen zu benutzen, so dass die Mittelrücken auch in dieser Beziehung die besten Riemen ergeben. Die Ausnutzung des Leders ist für den einfachen Riemen die günstigste, wie auch die später folgenden Tabellen über die Leistungsfähigkeit der Riemen zeigen.

Walrossleder, welches ebenfalls, wenn auch verhältnismässig selten zur Riemenfabrikation Verwendung findet, zeigt Stärken bis über 20 mm.

Die Haut hat roh die grösste Festigkeit, ist in diesem Zustande jedoch wenig elastisch, schmiegt sich der Scheibe nicht an, wird mit der Zeit spröde und ist dem Verderben ausgesetzt. Sie wird deshalb vor der Verwendung dem Gerbprozess unterworfen, welcher ihr die für Riemenbetrieb erforderlichen Eigenschaften der Elastizität und Dauerbarkeit verleiht. Durch die Aufnahme der Gerbstoffe werden die tierischen Häute biegsam, geschmeidig und vollkommen widerstandsfähig gegen Fäulnis.

Die Art der Gerbung bildet nächst der Güte der Rohhaut den wichtigsten Faktor für die spätere Beschaffenheit der Riemen und beeinflusst im übrigen auch wesentlich die Preise derselben. Als Gerbstoffe werden sowohl Pflanzenstoffe wie auch Mineralien benutzt, und man unterscheidet nach dem verwendeten Gerbmaterial die *Lohgerbung*, welche mit vegetabilischen Gerbstoffen erfolgt, und die *Mineralgerbung*, die anorganische Verbindungen verwendet, und dementsprechend bezeichnet man die Riemen der ersten Klasse als lohgare, die der zweiten als mineralgare Riemen. Wie bekannt, enthalten die Blätter, das Holz, die Rinde und auch die Früchte vieler Pflanzen Gerbstoff oder Gerbsäure — so ist z. B. in der Eichenrinde und in den Galläpfeln die wichtige Eichengerbsäure enthalten —, die aus den genannten fein gemahlenen Stoffen durch Aether oder Alkohol extrahiert werden kann. Die wichtigsten Gerbmaterialien sind die Eichen-, Fichten- und Weidenrinde sowie die australischen Mimosenrinden. Von mineralischen Gerbstoffen gelangen hauptsächlich Alaune, an deren Stelle in unserer Zeit

vielfach Aluminiumsulfat gebraucht wird, und Chromverbindungen zur Verwendung.

Es gibt zwei Arten der Lohgerbung, die als Gerbung alter Art und als Schnellgerbung bezeichnet werden. Die besten Riemen werden durch die Eichenlohgerbung nach alter Art erhalten; jedoch wird reine Eichenlohgerbung für Riemenleder der hohen Kosten wegen nur in verschwindend kleinem Umfange angewendet. Die alte Gerbung gerbt mit schwachen Brühen langsam an, bringt die Häute dann in Gruben mit dem Gerbstoff zusammen und lässt sie den Gerbstoff langsam aus dem Gerbmaterial aufsaugen. Diese Art der Gerbung erfordert lange Zeit, mehrere Jahre, und ist deshalb sehr teuer. Durch die langsame Gerbung erhält das Leder jedoch erhöhte Festigkeit, Geschmeidigkeit und Elastizität, da die Poren der Haut nicht übermässig mit dem Gerbstoff angefüllt werden. — Die Schnellgerbung extrahiert zunächst den Gerbstoff und bringt die Häute in diese Extrakte, die Aufnahme des Gerbstoffes noch durch Bewegung und Erwärmung beschleunigend. Diese Art der Gerbung ist naturgemäss sehr viel billiger, sie ergibt jedoch ein stark dehnendes und brüchiges Leder, das für Treibriemen weniger geeignet ist.

Die niedrigste Stufe unter den mineralgegerbten Riemen nehmen die Rohhautriemen ein, die aus ganz schwach alaungegerbten und dann mässig gefettetem Leder hergestellt sind. Sie stehen von allen Ledern der rohen, ungegerbten Haut am nächsten und besitzen ihren Vorzug: eine grosse Zerreissfestigkeit, aber auch ihre Nachteile: Sprödigkeit, geringe Elastizität und geringe Widerstandsfähigkeit gegen Oele, Nässe, Hitze usw. Diese Riemen werden brüchig, sobald durch die Einwirkung der Feuchtigkeit oder der Hitze der Alaun und das Fett verdrängt sind. Auf sehr viel höherer Stufe steht die Chromgerbung, die in neuerer Zeit vielfach Anwendung findet und ein festes, geschmeidiges und dabei gegen Wärme, Feuchtigkeit und chemische Einflüsse widerstandsfähiges Leder ergibt. Die Gerbung erfolgt durch Fixiren unlöslicher Chromverbindungen in den Poren der Haut. Chromgegegerbte Riemen haben schon grössere Verbreitung gefunden und dürften die eichenlohgaren Riemen noch weiter verdrängen, zumal sie billiger als diese sind.

Vor der Verarbeitung zu Treibriemen bedürfen die Häute noch einer sorgfältigen Vorbereitung und Auswahl, welche durch die natürliche Beschaffenheit derselben bedingt werden. Die Haut ist sackförmig gewachsen und hat — wie oben gezeigt ist — an ihren verschiedenen Stellen nicht nur eine sehr verschiedene Dicke, sondern auch vor allem ausserordentlich verschiedene Festigkeit und Elastizität, worauf beim Zerschneiden der Tafel besondere Rücksicht genommen werden muss, um Bahnen zu erhalten, deren Querschnitt überall gleiche Dicke und gleiche Festigkeitseigenschaften aufweist.

Entsprechend dem in Fig. 9 gezeigten Querschnitt der Haut wird dieselbe parallel der Wirbelsäule in fünf Teile geschnitten (Fig. 10), die untereinander an Dicke und Festigkeit verschieden sind. Da diese Teile gemäss der ursprünglichen Form der Haut stets mehr oder weniger krumm sind und, ohne weiteres zu Riemen verarbeitet, schief laufende Riemen von verschiedener Dehnung geben würden, so werden sie zunächst gestreckt, um eine gerade Form zu erhalten und ihre bleibende Dehnung zu verlieren. Zu diesem Zwecke werden die eingeweichten Bahnen in nassem Zustande auf sogen. Streckbrettern mittels Schrauben über die im Betriebe vorkommende Beanspruchung hinaus angespannt und darauf in gespanntem Zustande getrocknet. Aus diesen so vorbereiteten Teilen werden alsdann die gewünschten Breiten geschnitten. Für einen tadellosen Riemen ist es nun unbedingt erforderlich, dass alle Bahnen desselben aus gleichgelagerten Hautteilen entnommen werden, so dass jede Haut für einen Riemen nur je zwei Bahnen ergibt.

Riemen für Dynamomaschinen, Elektromotoren und andere schnellaufende Maschinen sowie auch breitere Hauptriemen erfordern eine besondere Sorgfalt der Herstellung, da an ihre Elastizität und Gleichförmigkeit erhöhte Anforderungen gestellt werden. Es wird deshalb hier noch die Vorsicht gebraucht, den Riemen so zu schneiden, dass Riemenmitte und Mitte der Haut zusammenfallen, damit der Riemen an allen von der Mittellinie gleich weit entfernten Stellen gleiche Dicke und gleiche Beschaffenheit der Fasern hat und demnach so gerade und ruhig läuft, wie dies praktisch überhaupt erreichbar ist.

Die einzelnen aus dem Kern geschnittenen Bahnen haben je nach der Dicke eine Länge von 1,25—1,50 m. Ihre Enden werden von Hand mit dem Lederhobel oder auch mittels Maschinen abgeschrägt (ausgeschärft) und dann zusammengeleimt (gekittet), worauf die Leimstelle zur Erzielung einer guten Verbindung zwischen Pressbacken zusammengepresst wird. Für alle ganz trocken laufenden Riemen genügt die Leimung der Verbindungen, die in diesem Falle dauerhafter als andere Verbindungen ist. Meistens werden die Leimstellen aber noch mit Pechdraht, fettgaren Nähriemen oder Kupferdraht genäht oder auch mit kupfernen Nieten genietet. Da das Durchnähen den Riemen schwächt, so soll derselbe weniger ausgeschärft werden als beim einfachen Leimen; die Verbindungsstellen werden dicker und steifer als bei nur geleimten Riemen. Für 1 qcm Riemenquerschnitt sollen 15 bis 25 qcm Leimfläche gerechnet werden, wonach die Verbindungsstellen der Riemen etwa 200 bis 400 mm lang werden. Die Zugfestigkeit der Leimstellen beträgt nach *Bach* 20 bis 30 v. H. weniger als diejenige des vollen Riemens.

Die Lederriemen werden als einfache Riemen bis 8 mm (grösste Dicke der gegerbten Ochsenhaut), als doppelte bis 16 mm und als drei- und vierfache bis 30 mm dick hergestellt. Einfache Riemen werden aber zweckmässigerweise — wenigstens für wichtigere Zwecke — nur 5 mm, höchstens aber 6,5 mm, doppelte 10 bis 12 mm stark gewählt, da die Bahnen des Mittelrückens gegenüber den dickeren der Seitenstücke die wesentlichen Vorteile einer bedeutend höheren Elastizität und geringer Dicke bieten, und da im übrigen die Festigkeit des Mittelrückens soviel höher ist, dass die Gesamtzugfestigkeit des dünnen Mittelrückenriemens annähernd ebenso gross ist wie diejenige des 8 bis 9 mm dicken Riemens aus den Seitenteilen der Haut. Mehrfache Riemen werden hergestellt, indem eine entsprechende Anzahl von Lederlagen aufeinander geleimt und vernäht wird, und zwar werden die Riemen am besten so zusammengelegt, dass die Fleischseiten einander berühren, die Haarseite in diesem Falle also Laufseite wird. Bei diesen mehrfachen Riemen erscheint es zweckmässig oder gar notwendig, die Nähriemen auf der Laufseite in Nuten zu versenken und fest in diese Vertiefungen einzuwalzen. Auf diese Weise wird einmal einem starken Verschleiss der Bindeeriemen vorgebeugt und ferner verhindert, dass der Riemen nur mit den vorstehenden Fäden die Scheibe berührt, im übrigen aber nicht anliegt.

Der auf Länge zusammengefügte Riemen soll vor dem Gebrauch noch mehrere Tage mit einer Belastung von etwa der dreifachen Grösse der Nutzbelastung gedehnt werden, wobei sich noch eine beträchtliche bleibende Dehnung bis zu 5 v. H. ergibt. Dieses Strecken dient zugleich zur Kontrolle der Leimstellen.

Die Herstellung eines sehr breiten Riemens von vollkommen gleichmässiger Beschaffenheit und geradem Lauf bietet selbstverständlich sehr viel grössere Schwierigkeiten und gestaltet sich verhältnismässig teurer als die Anferti-

gung schmaler Riemen. Nach dem jetzigen Stande der Riemenfabrikation erscheint es zulässig, einfache Lederriemen bis zu 1 m Breite herzustellen; jedoch wird man im allgemeinen nicht gern Riemen von mehr als 500 bis 600 mm Breite verwenden und nötigenfalls lieber mehrere Riemen wählen.

Wie aus dem Gesagten hervorgeht, ist zur Fabrikation guter Ledertreibriemen ein sehr grosses Lederlager erforderlich, da ja schon zu *einem* längeren Riemen eine grössere Anzahl Häute verarbeitet werden muss.

(Fortsetzung folgt.)

Die Graphitschmierung.

Von Diplom-Ingenieur **K. Lenz**, Gross-Lichterfelde.

Der Dampfmaschinenbau hat sich in den letzten Jahren in der Richtung entwickelt, dass man zur Verwendung immer höher gespannten und überhitzten Dampfes übergegangen ist. In dem Masse, wie man hierbei zu immer höheren Dampftemperaturen gelangte, wuchsen aber auch die Schwierigkeiten der Schmierung der unter Dampf gehenden reibenden Teile, also der Schieber, Kolben und Stopfbüchsen. Es ist bekannt, dass die meisten Zylinderöle bei den höheren Dampftemperaturen nicht mehr benutzt werden können, weil sie sich teils zersetzen, teils verflüchtigen oder ihre Schlüpfrigkeit verlieren. Nur besonders behandelte und deswegen kostspielige Zylinderöle halten den höheren Temperaturen stand.

In den letzten Jahren ist nun eine neue Art der Schmierung eingeführt worden, durch die die Ausgaben für die Schmierung der Zylinder ganz bedeutend ermässigt werden, nämlich die Schmierung mit Oel mit Graphitzusatz. Da durch diese Schmierung auch noch andere Vorteile erzielt werden, hat sie bald eine grössere Verbreitung gefunden. Die Vorteile der Graphitschmierung sind, kurz zusammengefasst, die folgenden:

1. Es wird eine Schmiermaterialersparnis bis zu 50 v. H. erzielt.

2. Auf den Gleitflächen stellt sich eine spiegelblanke Politur ein. Die Folge davon ist eine längere Dauer der betreffenden Teile, eine Verkleinerung der Leerlaufsarbeit und Verminderung der Dampflässigkeitsverluste.

3. Die Stopfbüchsen halten besser dicht.

4. Die Beschädigungen der Gleitflächen durch abgebrochene Oelkrusten werden vermieden, da es möglich wird, auch bei hohen Dampftemperaturen lediglich Mineralöl zu verwenden. welches nicht eintrocknet und daher keine Krusten absetzt.

Man hat ferner in letzter Zeit vielfach versucht, an Stelle des Graphitölgemisches nur Wasser mit Graphitzusatz oder auch trockenen Graphitstaub zu verwenden. Diese Schmiermethode ist in allen denjenigen Fällen von Wert, wo die Oelschmierung Nachteile mit sich bringt. Dies ist z. B. der Fall bei der Schmierung der Kompressoren, bei denen sich durch Verdampfen des Oeles im Windkessel zuweilen explosible Gemische von Fettgasen und Luft gebildet haben, die zu Unglücksfällen geführt haben. [1]) Ferner ist die Abwesenheit von Oel erwünscht, wenn man aus irgendwelchen Gründen ein ölfreies Kondenswasser zu erzielen wünscht. Die Schmierung ohne Oel wäre ferner von bedeutendem Werte für Explosionsmotoren und Heissdampfmaschinen, bei denen die Temperatur der Zylinderwandungen heute der Oelschmierung wegen eine bestimmte Grenze nicht überschreiten darf.

Die Graphitschmierung ohne Oel soll in Amerika verbreitet sein. So sind auch die in Amerika verbreiteten und patentierten Graphitschmierapparate meistens für reine Graphitschmierung bestimmt. Authentische Angaben über den praktischen Wert dieser Schmiermethode liegen jedoch zur Zeit nicht vor.

Als Nachteil der Graphitschmierung muss bezeichnet werden, dass es im allgemeinen nicht möglich ist, die vorhandenen Schmiervorrichtungen bei bestehenden Anlagen ohne weiteres für die Graphitschmierung zu benutzen. Es ergibt sich dies daraus, dass der Graphit infolge seines bedeutenden spezifischen Gewichtes im Schmieröl schnell zu Boden sinkt und infolgedessen die feinen Bohrungen, die bei den gebräuchlichen Apparaten meist in der Nähe des Bodens vorhanden sind, verstopfen würde. Es folgt hieraus also die Notwendigkeit besondere Graphitschmiervorrichtungen anzuwenden. Im folgenden soll eine Uebersicht über die zur Zeit bekannten Haupttypen der Graphitschmierapparate gegeben werden.

An eine zweckentsprechende Graphitschmierung müssen die folgenden Anforderungen gestellt werden:

1. Der Graphit muss in möglichst feiner Verteilung und Gleichmässigkeit auf die Gleitflächen gebracht werden. Dieses Ziel sucht man, da die direkte gleichmässige Zuführung zu den Gleitstellen im Innern des Zylinders ganz bedeutende Schwierigkeiten verursacht, heute im allgemeinen dadurch zu erreichen, dass man den Graphit in feiner Verteilung in das Treibmedium einführt und es diesem überlässt, den Graphit auf die reibenden Flächen gleichmässig zu übertragen. Dabei muss man allerdings den Uebelstand in den Kauf nehmen, dass ein bedeutender Bruchteil des Schmiermittels, der sich nicht niedergeschlagen hat, mit dem Abdampfe oder den Abgasen unbenutzt entweicht.

2. Der Graphit muss stets gleichmässig in kleinen Mengen zugeführt werden. Wenn es auch bei kleinen Betrieben zulässig erscheint, nur zeitweilig und nach Ermessen Graphit zuzuführen, muss doch bei grösseren Anlagen gefordert werden, dass die Schmiereinrichtung, wenn einmal eingestellt, stets gleichmässig und unabhängig von der Beihilfe des Wärters arbeitet.

3. Die in der Zeiteinheit zuzuführende Graphitmenge muss regelbar sein, um sie auf das geringste noch zulässige Mass einregeln zu können.

4. Alle Bohrungen und Durchgänge müssen derart angelegt sein, dass sie sich nicht verstopfen können.

Die zur Zeit bekannten Graphitschmierapparate kann man nun in zwei Hauptgruppen einteilen, nämlich solche, bei denen der Graphit trocken in Staubform oder doch mit wenig Wasserbeimengung zugeführt wird, und solche, bei denen er in geringer Menge einer Flüssigkeit zugesetzt wird, die in das Treibmedium eingespritzt wird. Diese als Träger für den Graphit dienende, gleichzeitig aber auch schmierende Flüssigkeit kann, wie bereits oben erwähnt, Oel oder Wasser sein. Auch Glyzerin ist vorgeschlagen worden.

Eine Schmiervorrichtung der ersten Gruppe, die in England unter No. 4984 im Jahre 1899 patentiert ist, zeigt in schematischer Darstellung die Fig. 1. Das Gefäss *a* mit dem trocknen Graphitstaube ist durch die beiden Rohre *b c* mit der zum Zylinder des Gasmotors oder des Kompressors führenden Luftzuleitung *d* verbunden. Jedesmal, wenn ein Luftstrom durch das Rohr *d* fährt, wird durch die durch die Rohre *b* und *c* tretende Luft etwas Graphitstaub mitgerissen und zum Zylinder geführt,

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1897, S. 1293.

wo er sich auf den Gleitflächen in feiner Verteilung niederschlägt. Durch den Hahn *e* ist die durchtretende Luftmenge und infolgedessen auch die Graphitmenge regelbar.

Eine ähnliche, für Heissluftmaschinen bestimmte Einrichtung ist der Firma *Siemens* & *Halske* patentiert (D. R. P. 136 052). Das Saugventilgehäuse *f* (Fig. 2) der

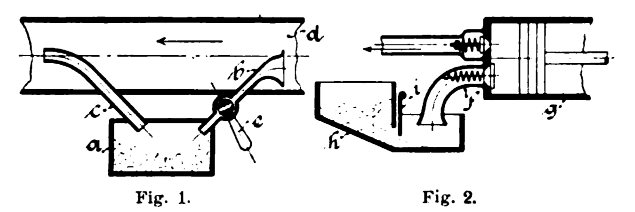


Fig. 1. Fig. 2.

Luftpumpe *g*, die ohnehin zum Ersatze der aus den Zylindern durch Undichtigkeiten entweichenden Luft vorhanden sein muss, ist mit einem nach unten reichenden trichterförmigen Ansatze versehen, der in eine nach oben offene Vorlage des mit trockenem Graphitstaube gefüllten Gefässes *h* eintaucht. Die Höhe der abgeböschten Staubschicht in der Vorlage kann durch einen Schieber *i* geregelt werden. Beim Ansaugen der Luft durch die Pumpe wird infolge der lebhaften Luftbewegung über der Graphitschicht eine kleine Menge Graphitstaub mitgerissen werden, die von der Pumpe in das Rohrsystem des Motors gefördert und durch die kreisende Luft an alle gleitenden Dichtungsteile gebracht wird. Die Regelung der Graphitmenge erfolgt durch Verstellen des Schiebers *i*. Der Graphitstaub könnte auch durch ein Schüttelwerk in den Luftstrom gebracht werden. Die sich an tieferen Stellen der Zylinder und der Leitungen ansammelnde Graphitmenge muss durch besondere, durch Schrauben verschliessbare Oeffnungen von Zeit zu Zeit entfernt werden.

Bei beiden Schmiervorrichtungen wird die jeweils geförderte Menge des Graphitstaubes von dem Grade der Trockenheit des letzteren abhängig sein. Falls der Graphit durch irgend welche Zufälligkeiten feucht wird, ist die Wirksamkeit in Frage gestellt. Diese Schmiervorrichtungen können natürlich zusammen mit und neben der Oelschmiereinrichtung Verwendung finden.

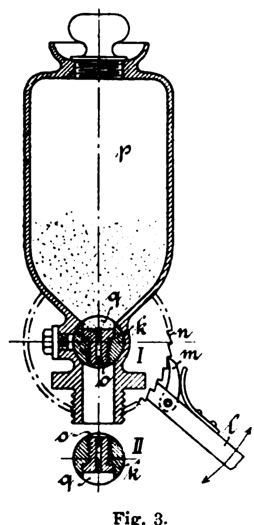


Fig. 3.

Eine amerikanische, für Dampfmaschinen bestimmte Schmiervorrichtung, bei der mit Wasser angefeuchteter Flockengraphit zur Verwendung gelangt, zeigt die Fig. 3. Der Apparat beruht auf dem Prinzip der Schmierschleusen. Der Hahn *k* wird durch ein von der Maschine angetriebenes Schaltwerk *l m n* in langsam drehende Bewegung versetzt. In der Stellung I tritt ein kräftiger Dampfstrahl aus dem Schieberkasten, auf dem der Apparat befestigt ist, durch die feine Bohrung *o* in den Behälter *p* und rührt den Graphit auf. Durch Kondensation des Dampfes wird sich der Behälter *p* bald mit Wasser füllen, so dass sich eine Graphitwassermischung einstellt. Die kräftige Durchwirbelung des Gemisches durch den durch die Bohrung *o* tretenden Dampfstrahl hat den Zweck, das Zusammenballen des Graphits zu verhindern und das Gemisch gleichartig zu erhalten. Im weiteren Verlauf der Drehung des Hahnes *k* schliesst die Bohrung *o* ab und die Schleuse *q* füllt sich mit Graphit und Wasser. Sobald die Stellung II erreicht ist, fliesst das von der Schleuse mitgenommene Gemisch infolge seines Eigengewichtes hinab und gelangt in den Dampfstrom.

Es müsste natürlich Sorge getragen werden, dass das Gemisch auch in feiner Zerteilung zu den Gleitflächen gelangt. Andernfalls liegt die Gefahr vor, dass der feuchte Graphit in einzelnen kleinen Klümpchen im Schieberkasten und Zylinder niederfällt. Der Apparat lässt also in dieser Beziehung zu wünschen übrig.

Das Bestreben, den Graphit gehörig zu zerstäuben, ist bei der Konstruktion des in Fig. 4 dargestellten, ebenfalls für Dampfmaschinen bestimmten amerikanischen Apparates massgebend gewesen. Der Graphit befindet sich in dem Gefässe *r* und wird durch einen belasteten Kolben *s* abwärts gedrückt. Der Kolben *t* wird durch ein (nicht gezeichnetes) Schaltwerk in langsam hin- und hergehende Bewegung versetzt, wobei er durch eine Stange *u* den Graphit aufrührt. Er drückt bei jedem Hube eine geringe Menge des Graphits durch die Bohrung *v* und das Rückschlagventil *w* in den Raum *x*. Hier wird der Graphit von einem kräftigen, vom Kessel zum Schieberkasten gerichteten, durch das Rohr *y* kommenden Dampfstrahle erfasst, umhergewirbelt und zerstäubt. Das Schauloch *z* gestattet eine Kontrolle des Vorganges. Der Apparat könnte natürlich auch für Explosionsmotoren Verwendung finden, wenn man an Stelle des Dampfstromes einen Druckluftstrom setzte. Bei diesem sowohl wie bei dem in Fig. 3 dargestellten Apparate kann eine Regelung der in der Zeiteinheit zuzuführenden Graphitmenge nur in ziemlich grober Weise durch Verstellung des Schaltwerkes erzielt werden, etwa dadurch, dass man die Schaltklinke statt eines Zahnes des Schaltrades deren zwei greifen lässt.

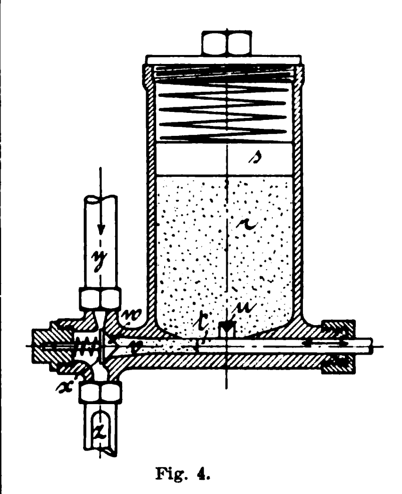


Fig. 4.

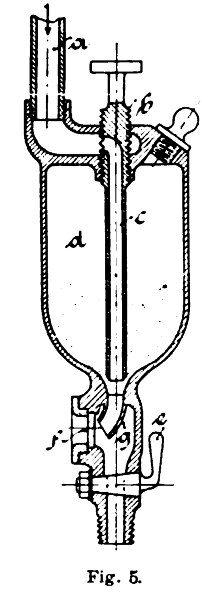


Fig. 5.

Fig. 5 zeigt einen amerikanischen Apparat, bei dem der Graphit ebenfalls durch einen Dampfstrom zur Maschine geführt wird. Der Kesseldampf, gemischt mit Niederschlagwasser, tritt durch das Rohr *a* ein, strömt durch das mittels Gewindes *b* verstellbare Rohr *c* und reisst von dem im Gefässe *d* befindlichen Graphit etwas mit fort. Die Regelung wird bewirkt erstens durch Auf- und Niederschrauben des Rohres *c*, wodurch die Grösse der Berührungsfläche des Dampfes mit dem Graphit verändert wird, und zweitens durch den Regelungshahn *e*, durch den die Stärke der Strömung geregelt wird. Der Graphit wird durch das Rohr *g* gegen das Schauglas *f* geschleudert, so dass eine Kontrolle der Wirksamkeit vorhanden ist. (Schluss folgt.)

Abstimmung in der drahtlosen Telegraphie.

Von Dr. phil. **Gustav Eichhorn.**

Es ist wiederholt in letzter Zeit, auch in dieser Zeitschrift, zum Ausdruck gekommen, dass bisher für eine *Abstimmung in der drahtlosen Telegraphie* nichts brauchbares geleistet worden sei. Dem mögen die nachstehenden Ausführungen entgegengehalten sein.

Was zunächst die *Theorie* angeht, so ist schon seit längerer Zeit durch die Arbeiten von *M. Wien* [1] [2]) und kürzlich von *P. Drude* [3]) eine so absolut klare Einsicht geschaffen, dass man auch nicht einen Augenblick über den einzuschlagenden Weg im Zweifel sein kann.

Die *praktische* Fruchtbarkeit der Theorie wurde erwiesen durch die Versuche, welche ich zusammen mit Herrn Dr. *L. Mandelstam* auf den ehemaligen *Braun-Siemens*-Stationen an der Ostsee (Sassnitz—Gr. Möllen ca. 170 km) ausführte, welche durch Ausbildung einer sicheren, praktisch brauchbaren *Mehrfachtelegraphie* den theoretisch erwarteten Abschluss fanden. Ich habe kürzlich alle Einzelheiten darüber publiziert [4]) und beabsichtige in diesem Aufsatz in ganz allgemeiner Form einen Ueberblick zu geben über die Ergebnisse der Gegenüberstellung von Theorie und Praxis innerhalb der Grenzen, welche durch die Natur der bestehenden praktischen Anordnungen selbst festgelegt werden.

Es ist bekannt, dass die ursprünglich von *Marconi* verwendeten *einfachen Hertz*schen Systeme längst verlassen sind zu gunsten der von *F. Braun* eingeführten *gekoppelten* Systeme. Nicht nur ist dadurch die Entwicklung unbegrenzter Energiemengen ermöglicht, sondern auch eine neue Epoche für die drahtlose Telegraphie insofern inauguriert worden, als nunmehr eine rationelle Methode für die Ausbildung der so überaus wichtigen *Abstimmung* sich von selbst erschloss infolge der Möglichkeit, die Schwingungen eine gewisse Zeit aufrecht zu erhalten.

In einem bei der Entladung durch eine Funkenstrecke geschlossenen primären Kreis von grosser Energiekapazität werden die Oszillationen erregt und solche sind deshalb schwach gedämpft; für die Ausstrahlung sorgt das mit dem primären Kreis gekoppelte offene sekundäre Gebilde von kleiner Energiekapazität, welches dadurch enorm gedämpft ist.

Wir können die Kopplung definieren durch $k_2 L_1 L_2 = L_{12}{}^2$ oder der Kopplungskoeffizient k $(0 < k \leq 1)$ ist gleich $L_{12} / \sqrt{L_1 L_2}$, wo L_1, L_2 die Selbstpotentiale der Einzelsysteme und L_{12} den Koeffizienten der gegenseitigen Induktion bedeuten.

Um von vornherein aus der Theorie die praktisch unmöglichen Fälle auszuscheiden, haben wir uns die Art der bestehenden praktischen Anordnungen zu vergegenwärtigen. An dem unteren Ende des offenen sekundären Systems (Luftdraht) befindet sich eine Spule, durch welche die induktive Erregung von dem primären Kreis aus erreicht wird. Nun muss aber der Luftdraht möglichst lang gewählt werden, teils weil es sich erfahrungsgemäss als günstig erwies, dass die Gegenstände der Umgebung durch ihn überragt werden, teils weil durch eine Verkürzung des Luftdrahtes auch die Energie der Ausstrahlung reduziert würde. Ein grosser Teil von L_2 besteht also aus dem Selbstinduktionskoeffizienten des Luftdrahtes selbst, der bedeutende Werte repräsentieren kann. Der Grenzfall ganz fester Kopplung $(k = 1)$, d. h. wo alle magnetischen Kraftlinien des primären Systems durch die Stromfläche des sekundären Systems hindurchgehen würden, ist also für sich unmöglich.

Das Gebiet der drahtlosen Telegraphie ist daher in Wirklichkeit nur zwischen den Grenzen einer zwar vorherrschenden, aber nicht allzu engen Kopplung einerseits und der ganz losen Kopplung $(k = 0)$ anderseits zu durchlaufen.

Bei dieser vorhandenen Beschränkung reduzieren sich die von der Theorie vorausgesehenen Fälle auf folgende wenige Möglichkeiten unter vorausgesetzter und im allgemeinen zu erstrebender Syntonie der Einzelsysteme:

A. Bei *vorherrschender Kopplung* resultieren zwei wirksame Schwingungen, von denen die eine um ebensoviel höher ist wie die andere tiefer als der gemeinsame Eigenton; beide haben merklich gleiche Dämpfung, nämlich gleich dem arithmetischen Mittel aus den Dämpfungen der beiden Einzelsysteme. Die infolge der verschiedenen Schwingungszahlen entstehenden Schwebungen bewirken temporär höhere Maximalwerte des Potentials; die spezifische Wirkungsart dieser vorherrschenden Kopplung, wovon wir noch später sprechen werden, wird dadurch noch unterstützt. (Waren die Schwingungszahlen der Einzelsysteme nicht übereinstimmend, so stehen die resultierenden zwei Schwingungszahlen weiter voneinander ab als für den Fall idealer Resonanz (Syntonie) und die Dämpfungen sind verschieden. Die auch jetzt auftretenden Schwebungen sind nur anfangs vorhanden und verschwinden um so schneller, je grösser die Differenz der Schwingungszahlen ist.)

Wie die Theorie weiterhin zeigt [5]) und wie es auch ohne weiteres anschaulich erschien, ist es am vorteilhaftesten, im primären Kreis möglichst grosse Kapazität mit kleiner Selbstinduktion zu kombinieren.

B. Bei *loser* Kopplung, d. h. vorherrschender Dämpfung resultiert als *wirksam* nur eine einzige Schwingung, deren Dämpfung auf den relativ kleinen Wert der Dämpfung des primären Kreises durch ganz lose Kopplung gebracht werden kann. (Allgemein sieht die Theorie hier zwei gleiche Schwingungszahlen mit verschiedener Dämpfung voraus, allein die eine Dämpfung ist fast gleich derjenigen des sekundären Systems, also enorm; die zugehörige energieschwache Schwingung erlischt sofort und kommt praktisch nicht in Betracht.)

Was für diesen Fall die Verteilung von Kapazität und Selbstinduktion angeht, so ist man durch das *Thomson-Kirchhoff*sche log. Dekrement $\delta = \pi W \sqrt{\frac{C}{L}}$ zunächst versucht anzunehmen, dass es vorteilhaft sei, der Kapazität im primären Kreise, auf den es ja hier in erster Linie ankommt, kein zu grosses Uebergewicht über die Selbstinduktion zu geben. Herr Professor *Drude* war nun so freundlich mir mitzuteilen, dass seine kürzlich ausgeführten experimentellen Untersuchungen zu dem Ergebnis geführt haben, dass die Dämpfung nicht mit abnehmender Selbstinduktion wächst, und liegt der Grund, weshalb die durch vorstehenden Ausdruck definierte Dämpfung nicht mit $\sqrt{\frac{C}{L}}$ variiert, daran, dass W nicht an-

[1]) *M. Wien.* Wied. Ann. 61, S. 151, 1897.

[2]) *M. Wien.* Ann. d. Phys. 8, S. 686, 1902.

[3]) *P. Drude.* Ann. d. Phys. 13, S. 512, 1904.

[4]) *G. Eichhorn:* Die drahtlose Telegraphie. Veit & Co. Leipzig, 1904.

[5]) *M. Abraham:* Physikal. Ztschr. No. 7, 1904.



nähernd konstant ist, sondern mit C und L stark variiert. Die Dämpfung im Funken scheint aber das Ausschlaggebende zu sein, so dass auch bei loser Kopplung möglichst grosse Kapazität günstig ist.

Allgemein ist der wirksame Widerstand eine noch unbekannte Funktion der Elektrizitätsmenge, Spannung und Schwingungszahl. (Im vollständig geschlossenen Kreise ohne Funkenstrecke wächst W proportional dem Quadrat der Schwingungszahl, wie Herr Professor *Kleiner* (Zürich) hat kürzlich experimentell feststellen lassen und was bis zum hundertfachen des *Ohm*schen Widerstandes verfolgt wurde.)

Nach diesen Feststellungen liegt es auf der Hand, dass man die Reduktion der Dämpfung nur auf dem Gebiete der *losen Kopplung* bis zu den *äussersten Grenzen* treiben kann, wie solche durch die heutigen Senderdispositionen gegeben sind. Anderseits ist jedoch wohl zu bedenken, dass mit loser werdenden Kopplung die Potentialamplituden der ausgehenden Wellenzüge immer mehr verkleinert und entsprechend die Entfernungen reduziert werden, welche man überbrücken kann. Die Bezwingung bedeutender Entfernungen erheischt wieder eine immer engere Kopplung, wodurch nach *Wien*[6]) die Potentialamplitude schliesslich bis auf das $\sqrt{\frac{L_2}{L_1}}$ fache hinaufgetrieben werden kann,

Abstimmungs- und Entfernungsfragen stehen also prinzipiell in einem gewissen Gegensatz zueinander. Auf den günstigsten Kompromiss zwischen beiden hat *Wien*[7]) kürzlich aufmerksam gemacht, und zwar lässt er sich gerade abschliessen auf der Scheidegrenze zwischen den beiden Gebieten, d. h. wo die Kopplung gleich der Dämpfungsdifferenz der Einzelsysteme ist.

Wir wollen nun zunächst auch den *Empfänger* für sich betrachten. Wenn man überhaupt von einem Hinderniss für eine genügend scharfe Abstimmung sprechen konnte, so musste man als solches den alten Empfänger bezeichnen, wie er ursprünglich für die Ostseestationen übernommen wurde, an dem die Entwicklung, welche sonst die Methoden und Apparate durchgemacht hatten, spurlos vorübergegangen war. Die Anordnungen bestanden kurz darin, dass mit einem primären Kreis von kleiner Kapazität die Ansätze (Luftdraht-Gegenkapazität) relativ fest gekoppelt waren und ebenso bestand enge Kopplung zwischen dem primären Kreis und einer sekundären Spule von hoher Selbstinduktion, an deren Enden der Kohärer direkt angeschlossen war. Selbst für das Zusammenwirken mit einem fest gekoppelten Sender mussten solche Einrichtungen die denkbar ungünstigsten sein. Die Einstellungen des primären Kreises und die Windungszahl der sekundären Spule konnten, wie eingehende Untersuchungen ergaben, in solch weiten, fast willkürlichen Grenzen variiert werden, dass man eigentlich nur von einem einzigen System sprechen konnte, welches durch die Ansätze enorm gedämpft wurde.

Um den Empfänger nur als schwach gedämpftes und deshalb resonanzfähiges Gebilde unter Benutzung von loser Kopplung anwenden zu können oder ihn auch für engere Kopplung mit möglichst günstigen Eigenschaften auszustatten, wurden Aenderungen vorgenommen, die ich an anderer vorerwähnter Stelle ausführlich beschrieben habe. Bei loser Kopplung und zwar sowohl zwischen Ansätzen und primärem Kreis wie auch zwischen letzterem und sekundärem System, das zu einem selbständigen Schwingungskreis ausgebildet wurde, erwies sich jetzt eine scharfe Abstimmung auf die wirksame Senderwelle nicht nur möglich, sondern notwendig in einer Weise, dass für diese neue Anordnungen der Vergleich mit dem ideal resonanzfähigen akustischen System einer Stimmgabel auf Resonanzboden schon zulässig erscheint.

Nach diesen Vorausschickungen, welche die jetzt vorhandene praktische Möglichkeit dartun sollten, die schon vor vielen Jahren erkannte und wohl definierte theoretische Möglichkeit einer scharfen Selektion zu verifizieren, wenden wir uns wieder den allgemeinen Betrachtungen zu.

Für den *enggekoppelten* Empfänger gelten die gleichen Betrachtungen wie für den enggekoppelten Sender; dieselben Eigenschwingungszahlen und gleiche Kopplung vorausgesetzt, resultieren dieselben Schwingungszahlen mit merklich gleicher Dämpfung nämlich gleich dem arithmetischen Mittel aus den Dämpfungen der Einzelsysteme. Im günstigsten Falle, d. h. wenn man die Dämpfung des vollständig geschlossenen sekundären Empfangskreises als verschwindend annimmt, würde also die Dämpfung dieses eng gekoppelten Empfängers nur auf die Hälfte der enormen Dämpfung des Mastes gebracht werden können. Anderseits wird aber durch die grosse Windungszahl des sekundären Kreises die Potentialamplitude hinauftransformiert. Die Anwendung fest gekoppelter Sender und Empfänger kann also für eine scharfe Abstimmung garnicht in Betracht kommen, wohl aber ergeben sich daraus die denkbar günstigsten Vorteile, um grosse Entfernungen zu bewältigen infolge erzielter maximaler Potentialamplituden.

Dagegen ergibt sich nun für den *lose* gekoppelten Empfänger analog wie bei dem lose gekoppelten Sender als wirksam nur eine einzige Schwingung mit einer Dämpfung, die durch ganz lose Kopplung auf den verschwindend kleinen Wert der Dämpfung des ganz geschlossenen sekundären Empfangskreises reduziert werden kann. Diese vorhandene Möglichkeit vollständig auszunutzen, ist aber vorläufig noch zwecklos, da im günstigsten Falle bei ganz lose gekoppeltem Sender die Dämpfung der wirksamen Senderschwingung hauptsächlich infolge der leidigen Funkenstrecke des primären Kreises doch ganz unvergleichlich grösser ist.

Je kleiner die Dämpfung, um so schärfer ist natürlich die Resonanz, um so kleiner kann die notwendige Dissonanz zwischen zwei gleichzeitig wirksamen Schwingungen sein, um eine Interferenz auszuschliessen. Nehmen wir mit *Wien* an, dass bei gleichen Entfernungen die Empfindlichkeit des Empfängers für die richtige Schwingung etwa doppelt so gross und bei verschiedenen Entfernungen bezw. verschiedenen Intensitäten der auftreffenden Wellen mindestens viermal so gross sein soll als für eine abweichende Schwingung, so brauchte diese notwendige Dissonanz im ersteren Falle nur etwa 5 v. T., im zweiten Falle etwa 5 v. H. der Schwingungszahl betragen. In dieser Schärfe ist also selbst bei heutigen Anordnungen, wenn sie ganz lose gekoppelt sind, die Abstimmung bezw. eine sichere Mehrfachtelegraphie zu erreichen.

Im Vergleich zu enger Kopplung erkennt man bei angenommener gleicher Amplitude der ankommenden Welle im lose gekoppelten Empfänger eine mehrfach vergrösserte Amplitude, die aber nur erzielt wurde durch die geringe Dämpfung der wirksamen Senderwelle infolge loser Kopplung und der dadurch bedingten enormen Reduction ihrer Potentialamplituden.

Nachteil und Vorteil in dieser Hinsicht stehen etwa im Verhältniss von 100 : 10 und entsprechend reduziert sich die Grösse maximaler Entfernung, bei welcher neben der Abstimmung auch noch die Betriebssicherheit besteht. Nimmt man den Telegraphierbereich für normale relativ eng gekoppelte Dispositionen mit 500 km an, so würde also über eine Zone von etwa 50 km die lose Kopplung im Sender und Empfänger eine äusserst scharfe Selektion ermöglichen, und zwar derart, dass man auch bei diffe-

[6]) *M. Wien.* L. c. 1902, S. 697.

[7]) *M. Wien.* Ann. d. Phys., Bd. 14, S. 626, 1904.

renten Entfernungen mit mindestens 50—100 Stationen gleichzeitig arbeiten könnte innerhalb der Anzahl der üblichen und praktisch möglichen Wellenlängen.

Die heutige Anwendung der drahtlosen Telegraphie beschränkt sich aber noch hauptsächlich auf militärische Operationen in Heer und Marine sowie auf den Sicherheits- und Lotsendienst für die Schiffahrt im allgemeinen, und eine derart scharfe Selektion, wie wir solche gekennzeichnet haben, erscheint bei weitem noch nicht erforderlich. Es wird mehr als hinreichend sein, mit Wellenlängen gleichzeitig telegraphieren zu können, die etwa 10—15 v. H. der Schwingungszahl voneinander abweichen, und das lässt sich dann entsprechend schon auf Entfernungen von 100—200 km mit Sicherheit erreichen.

Bei der Vorführung der nach solchen Gesichtspunkten auf den Ostseestationen ausgebildeten *Mehrfachtelegraphie* vor den Vertretern des Torpedo-Versuchskommandos betrug der Unterschied in den beiden wirksamen Wellenlängen etwa 15 v. H. und die Tendenz zu einer Störungsfreiheit wurde schon bei differenten Entfernungen von 10 km und 170 km sehr merklich; sie nahm dann mit der sich weiter entfernenden einen Station (S. M. S. „Nymphe") rapid zu und bei erreichten Entfernungen von etwa 17 km und 170 km war die Selektion eine so absolut reine und zuverlässige, dass ohne Zweifel die Differenz der wirksamen Wellenlängen noch erheblich kleiner hätte sein können schon bei diesen ungünstigen Entfernungsverhältnissen, also erst recht bei gleichen Entfernungen. Die Längen der wirksamen Wellen wurden durch den Wellenmesser[8]) kontrolliert und solche ergaben sich in völliger Uebereinstimmung mit den Werten der Einstellungen der Empfangsschwingungskreise (unter Berücksichtigung der Korrekturen im primären Kreis infolge der Kapazität der Ansätze und im sekundären Kreis infolge der kleinen Kapazität des Kohärers, die in besonderer Weise exakt bestimmt wurde).

Will man alle Vorteile gehörig wahrnehmen, die sich aus den theoretischen Unterscheidungen der spezifischen Wirkungsweisen der Kopplungsarten ergeben, so ist es nach *Drude*[9]) am besten, dass bei loser Kopplung der Empfänger einen auf Integraleffekt reagierenden Indikator enthalte. Für diesen Fall erscheinen also etwa die *Fessenden*schen Bolometerdrähte oder *Rutherfords* Magnetinduktor günstiger als der Kohärer, für den es bekanntlich auf die Grösse maximaler Potentialamplitude der pulsierenden Schwingungen ankommt, so dass er für vorherrschende Kopplungen, also für sehr grosse Entfernungen besonders geeignet ist; immerhin tut er aber auch in Fällen loser Kopplung gute Dienste.

Die erwähnten Tatsachen zeigen demnach das wirkliche Vorhandensein einer Abstimmung in der drahtlosen Telegraphie, die selbst dann, wenn die günstigsten theoretischen Möglichkeiten wegen eines erforderlichen gewissen Verzichtes auf Intensität nicht realisiert werden, noch als ausreichend bezeichnet werden darf. Freilich, was erreicht werden kann, wenn wir es einmal verstehen, mit kontinuierlichen elektrischen Oszillationen zn operieren, anstatt nach der heutigen Methode mit mehr oder weniger gedämpften Wellenzügen, darüber ist sich wohl kein Fachmann im Unklaren..

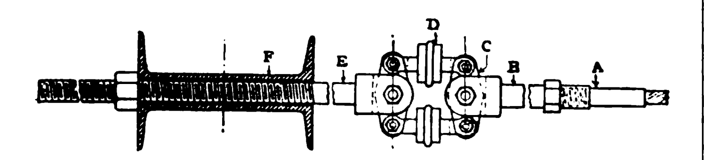
[8]) *J. Dönitz.* E. T. Z. 1903, S. 920 (Der Wellenmesser).

[9]) *P. Drude.* L. c. 1904.

Kleinere Mitteilungen.

Eine Kraftübertragungsanlage mit ungewöhnlicher Spannweite.

In No. 16 des „Electrical World and Engineer" vom 16. April 1904 berichtet *B. Wiley* über eine Kraftübertragungsanlage, die auch für den deutschen Leser manches Interessante bringen dürfte. Am Monargahela-Fluss liegen in der Nähe von Braddock, Pa., die *Homestead-Stahlwerke* und gerade gegenüber am jenseitigen Ufer eine Hochofenanlage. Beide Etablissements waren durch Kraftleitungen von einem gemeinsamen Maschinenhause zu verbinden. Bei der Anlage der Kraftleitung waren drei Wege gegeben: 1. Leitung auf einem Umweg über eine Brücke, 2. Kabel im Flussbett, 3. freie Ueberspannung des Flusses. Nähere Berechnung ergab letztere Methode als die günstigste und sie gelangte daher zur Ausführung. Auf beiden Seiten des Flusses wurden von den *Homestead-Stahlwerken* aus Profileisen zwei Türme errichtet von 22,5 bezw. 15,4 m Höhe. Die Entfernungen der Mittellinien der Türme beträgt 294,681 m, die Höhe der Aufhängepunkte über dem maximalen Wasserspiegel 30 m. Die zur Ausführung gewählten Aluminiumdrahtseile wurden auf die nötige Länge zugeschnitten und auf die Enden wurden Aluminiumkabelschuhe A (s. Figur) hydraulisch aufgepresst. Diese mit Rechts- bezw. Linksgewinde versehenen Aluminiumstäbe wurden in Kupferbolzen B eingeschraubt, an welche durch stählerne Bolzen C zwei isolierende Zwischenstücke D angeschlossen waren, die ihrerseits wieder durch gleiche Bolzen C mit einer Stahlstange F verbunden waren. Diese mit Gewinde versehenen Stahlstangen waren verschiebbar in einer Bohrung durch die eiserne Turmkonstruktion angeordnet und durch eine Schraubenmutter befestigt. Mit Hilfe dieser Schraubenmutter konnte der Durchhang des Kabels reguliert werden.



Ein Aluminiumleiter besitzt bei gleichem Querschnitt 63 v. H. der Leitungsfähigkeit eines Kupferleiters, bei gleicher Leitungsfähigkeit verhalten sich die Querschnitte rund wie 160 : 100 und die Gewichte gleicher Längen wie 48 : 100. Die Belastung durch Schnee und Eis bei Luftlinien ist, wie die Erfahrung als angenähert ergeben hat, nur abhängig von der Länge, unabhängig von dem Querschnitt. Im allgemeinen können bei Aluminiumleitungen wegen des geringeren Gewichts und der grösseren Belastungsfähigkeit infolge des grösseren Querschnitts grössere Spannweiten angewendet werden, als sie bei Kupferleitungen gebräuchlich sind und so die Installationskosten verringert werden.

Für die Berechnung lagen folgende Zahlenwerte vor:

Linienspannung $E_p = 250$ Volt; Stromstärke 800 Amp., zulässiger Spannungsverlust 40 Volt. Leitungsquerschnitt bei Kupferkabel 640 qmm entsprechend 28,6 mm Durchmesser. Querschnitt des Aluminiumkabels bei gleicher Leitfähigkeit 640 . 1,6 = 1026 qmm entsprechend 36,2 mm Durchmesser. Gewählt wurden zwei Leitungen von je 513 qmm entsprechend 25,6 mm Durchmesser. Der grösste Durchgang bei 100° C. durfte 10,7 m betragen. Der grösste Winddruck kann zu rund 20 $^{\text{g}}/_{\text{qcm}}$ angenommen werden. Die Temperaturgrenzen sind (— 30°) — (+ 100° C. Die Eisschicht wird im schlimmsten Falle 6,5 mm stark sein. Die Zugfestigkeit von hartgezogenem Aluminiumdraht ist 2460 $^{\text{kg}}/_{\text{qcm}}$, das spezifische Leitungsvermögen 35 (Kupfer 55) und der spezifische Wärmeausdehnungskoeffizient $\beta = 0{,}0000416$ für 1° C.

Ein an zwei Punkten aufgehangenes Seil bildet eine Kettenlinie, die bei geringem Durchhang sehr nahe mit einer Parabel



übereinstimmt. Unter dieser Annahme ergibt sich die Spannung im Kabel zu

$$T = \frac{L^2 \cdot w}{8\,d} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 1)$$

In dieser Gleichung bedeutet T die Spannung im Kabel, L die Spannweite in m, w das Gewicht in kg f. d. laufenden Meter, d den Durchhang in m.

Die grösste Beanspruchung des Kabels tritt ein, wenn w seinen grössten und d seinen kleinsten Wert einnimmt. Das Kabel erleidet die grösste Belastung w_{max}, wenn es mit Eis überzogen unter dem grössten Winddruck steht, gleichzeitig, zur Winterszeit, bei grösster Kälte ist das Kabel am kürzesten und daher d am kleinsten.

Gewicht eines Aluminiumkabels von 25,6 mm Durchmesser f. d. m = 1,100 kg.

Gewicht einer 6,5 mm starken Eisschicht f. d. m = 0,570 kg.

Gesamtgewicht f. d. m im schlimmsten Fall = 1,670 kg.

Bei Berechnung des Winddrucks ist ebenfalls der ungünstigste Fall, also der Durchmesser des Kabels samt der Eisschicht in Berechnung zu ziehen, = 32,1 m; der Winddruck f. d. m. ergibt sich zu 6,42 kg. Da der Winddruck horizontal und das Gewicht vertikal wirkt, so ergibt sich

$$w_{max} = \sqrt{1{,}67^2 + 6{,}42^2} = 6{,}6 \text{ kg}$$

Für die Kettenlinie gilt

$$L^1 = L + \frac{8\,d^2}{3\,L} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 2)$$

L^1 ist die Länge des Kabels in m (bei 100° C. = 295,707 m), L ist die Spannweite in m (294,681 m).

L^1 ändert sich mit der Temperatur entsprechend dem oben angegebenen Wärmeausdehnungskoeffizienten. d kann daher für alle Temperaturen berechnet werden aus

$$d = \sqrt{\frac{3\,L \cdot (L^1 - L)}{8}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 3)$$

Die folgende Tabelle gibt den Durchhang bei verschiedenen Temperaturen an.

Temperatur	Durchhang in m
100° C.	10,7 m
75	9,8
50	8,9
25	7,9
0	6,9
— 30	5,6

Setzt man nun in Gleichung 1) die äussersten Werte ein:

$$w_{max} = 6{,}6 \text{ kg}$$
$$d_{min} = 5{,}6 \text{ m}$$
$$L = 294{,}681 \text{ m},$$

so ergibt sich die grösste Spannung im Kabel zu

$$T_{max} = \frac{294{,}681^2 \times 6{,}6}{8 \times 5{,}6} = 12800 \text{ kg}.$$

Da der Querschnitt des Kabels 513 qmm = 5,13 qcm und die zulässige Spannung 2460 $^{kg}/_{qcm}$ ist, so ergibt sich die zulässige Zugbeanspruchung zu 5,13 × 2460 = 12500 kg.

Beim Vergleich der beiden Zahlen erkennt man, dass die Ausführung diesen strengen Bedingungen nicht genügen kann. Es ist nun die Anordnung derart getroffen, dass die Leitung im Herbst verlängert und im Frühling verkürzt wird. Nimmt man für den Winter einen Temperaturbereich von (— 30°) — (+ 15°), dann kann man das Kabel im Winter so entspannen, dass es bei + 15° den grössten Durchhang von 10,7 m erhält. Der entsprechende Durchhang bei — 30° berechnet sich dann zu 8,7 m und unter diesen Bedingungen erhält man

$$T_{max} = \frac{294{,}681^2 \times 6{,}6}{8 \times 8{,}7} = 8250 \text{ kg},$$

wobei man noch 34 v. H. Sicherheit bekommt.

Unter ganz schwierigen Verhältnissen wird man den Kabeln daher immer den grössten Durchhang geben, was man sehr leicht durchführen kann, da die Kabel in wenigen Minuten verlängert sind.

Der gesamte von den vier Leitungen auf die Türme übertragene Horizontalschub beträgt 4 . 8250 = 33000 kg, eine Kraft, die durch gute Verankerung leicht aufgenommen werden kann.

Experimentelle Untersuchung der Kommutation.

Electrical World 2. 8. 04, S. 289. *A. Keller.*

Markiert man auf einer Bürste verschiedene Punkte und misst die Spannung zwischen diesen und den jeweilig senkrecht darunter liegenden Punkten des Kommutators (Fig. 1 und 2), so

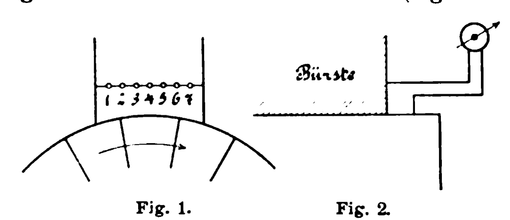


Fig. 1. Fig. 2.

kann man aus diesen Werten einen Schluss auf die Güte der Kommutation ziehen. Die Spannungen werden über den zugehörigen Punkten der Bürstenbreite aufgetragen und die Endpunkte der ersteren zu einer Kurve verbunden (Fig. 3).

Keller nimmt an, dass diese Kurve die Werte der Selbstinduktionsspannung e der unter der Bürste befindlichen Spule sei, $e = L\frac{di}{dt}$. Mit Hilfe dieser Beziehung leitet er dann die Stromkurve ab.

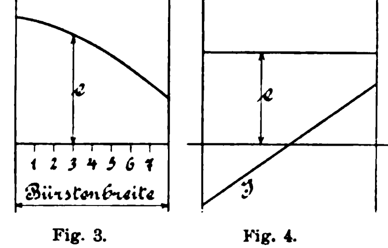


Fig. 3. Fig. 4.

Wäre diese schon gegeben, so könnte man durch Konstruktion der Tangente an die einzelnen Kurvenpunkte die jeweiligen Werte für e finden. Umgekehrt kann man aus der e-Kurve die i-Kurve durch eine einfache Konstruktion finden.

Bei reiner Widerstandskommutation, d. h. bei $L = o$, wäre die e-Kurve eine Grade parallel zur x-Achse (Fig. 4) und die i-Kurve eine gegen die x-Achse geneigte Grade, deren eine Hälfte negative Werte, die andere positive gibt. Bei solcher Kommutation würde die Stromdichte in den einzelnen Bürstenschichten konstant sein, was idealen Verhältnissen entspräche. Die Aufnahme der erwähnten Kurven gestattet nun zu erkennen, wie nahe man sich an diesen Verhältnissen befindet.

Zu diesen Ableitungen *Kellers* muss bemerkt werden, dass man die Stromkurve nicht auf die angegebene Weise aus der e-Kurve finden kann; letztere ist vielmehr schon die Stromkurve, allerdings wegen der Veränderlichkeit des Bürstenübergangswiderstandes nur annähernd. Ein Instrument in der besprochenen Weise angeschlossen, misst nichts anderes als das Produkt von Strom und Widerstand zwischen den betreffenden Punkten. (Genau genommen sind die Werte für die verschiedenen Stellungen Mittelwerte, da sich der Strom für die Anlagestelle der Messdrähte mit der Ankerstellung ändert.)

Man erhält dieselben Ergebnisse, wenn man beide Messdrähte an der Bürste selbst senkrecht übereinander und in geringem Abstand voneinander anbringt. Dies ist auch weniger schwierig und eliminiert die Uebergangswiderstände.

Misst man zwischen Punkten die Bürste, die nicht übereinander, sondern nebeneinander liegen, so hat man ein Mass für die schädlichen Querströme.

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.
86. Jahrg., Bd. 320, Heft 2. Berlin, 14. Januar 1905.
Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Die Bemessung der Auslassteuerung der Dampfmaschinen auf Grund der Ausströmungsgesetze.

Von **W. Schüle**, Breslau.

(Fortsetzung von S. 4 d. Bd.)

Der Wert der Konstanten $k = \alpha \cdot \sqrt{\frac{x}{1+\zeta}}$.

Der Faktor x in dem Ausdruck für k kann bestimmt werden, wenn der „nutzbare Dampfverbrauch C_i'" und der „Abkühlungsverlust C_i''" bekannt ist. Aus den *Hrabák*schen Tabellen können dafür Näherungswerte entnommen werden. Bezeichnet e die Füllung, c die Kompression (Restweg) in Teilen des Hubs, γ_1 und γ_2 die spezifischen Gewichte des Zylinderdampfes am Ende der Füllung bezw. am Beginn der Kompression, so ist:

$$C' = \frac{27}{p_i} \left[(e + s_0)\, \gamma_1 - (c + s_0)\, \gamma_2 \right]$$

$$C' + C'' = \frac{27}{p_i} \left[(e + s_0) \cdot \frac{\gamma_1}{x_1} - (c + s_0)\, \frac{\gamma_2}{x_2} \right].$$

Der Restdampf am Ende der Ausströmung kann für den vorliegenden Zweck als trocken betrachtet werden. Abweichungen davon haben auf x_1 nur geringen Einfluss. Mit $x_2 = 1$ wird daher:

$$x_1 = \frac{\frac{C'}{C' + C''}}{1 - d \cdot \frac{C''}{C' + C''}}, \text{ worin}$$

$$d = \frac{c + s_0}{e + s_0} \cdot \frac{\gamma_2}{\gamma_1}.$$

Bei *Kondensations*betrieb kann wegen der Kleinheit von γ_2 der Wert d vernachlässigt werden, und es wird:

$$x_1 = \frac{C'}{C' + C''} \text{ (für Kondensationsmaschinen).}$$

Am Ende der Expansion ist der Dampf bei Betrieb mit gesättigtem Dampf *trockener*, als zu Beginn, wenn die Expansion nach dem Hyperbelgesetz erfolgt. Der Unterschied ist jedoch nicht sehr bedeutend und man rechnet sicherer, wenn man das Nachverdampfen überhaupt nicht berücksichtigt. Daher setzen wir in k für x den Wert $x_1 = \frac{C'}{C' + C''}$.

Es ist z. B. für eine *Kondensationsmaschine* mit 9 atm Eintrittsspannung, $e = 0{,}20$ Füllung, $c = 0{,}30$ Kompression, $p' = 0{,}20$ atm Austrittsspannung, $C' = 6{,}5$ kg, $C'' = 3{,}5$ kg, $s_0 = 0{,}05$

$$x_1 = \frac{0{,}65}{1 - 0{,}014} = 0{,}66 \text{ (nach der genaueren Formel),}$$

$x_1 = 0{,}65$ nach der Formel für Kondensationsmaschinen.

Für eine *Auspuffmaschine* mit 9 atm Eintrittsspannung, $e = 0{,}333$, $c = 0{,}15$, $C' = 8{,}7$, $C'' = 4{,}2$, $p' = 1{,}12$ wird

$$x_1 = \frac{0{,}68}{1 - 0{,}09} = 0{,}75.$$

Wie ersichtlich, kommen recht beträchtliche Feuchtigkeitsgrade vor, *deren Einfluss auf den Druckausgleich nicht übergangen werden kann.*

Der Faktor $\frac{\alpha}{\sqrt{1+\zeta}} = \mu$ in dem Ausdruck für k ist nichts anderes als der hydraulische „Ausflusskoeffizient", mit $\frac{1}{\sqrt{1+\zeta}} = \varphi$ als Geschwindigkeitskoeffizient und α als Kontraktionskoeffizient. Diese Werte können als Erfahrungszahlen nur durch den Versuch bestimmt werden. Die vorliegenden Ausflussversuche mit Luft und Dampf (vergl. darüber *Grashof*, Theoretische Maschinenlehre, Bd. I, und die neuesten Versuche von *Gutermuth* in der Zeitschr. d. V. deutsch. Ing. 1904) sind mit „einfachen Mündungen" oder „kurzen Ansatzröhren" durchgeführt. Der Weg des ausströmenden Dampfes bei den Dampfmaschinen ist meist viel weniger einfach und es wird schwer halten, wenn nicht unmöglich sein, aus den Kontraktionen und Widerständen der einzelnen Kanalstrecken einen Gesamtwert zu kombinieren. Vorzuziehen wären für den vorliegenden Zweck Versuchsreihen an Dampfmaschinen mit verschiedenartigen Kanalführungen und Abschlussorganen. Die wirkliche Ausströmlinie würde mit Hilfe von Zeitdiagrammen ermittelt [6]) und ihre Uebereinstimmung mit Gleichung V geprüft. Damit ergäbe sich der Wert

$$k = \alpha \cdot \sqrt{\frac{x}{1+\zeta}} = \mu \cdot \sqrt{x} \text{ und hieraus } \mu.$$

Um μ auf diese Weise mit Erfolg ermitteln zu können, müssen bekannt sein

1. die genauen Verhältnisse der Auslassteuerung,
2. die Kontinuitätsgeschwindigkeit $\frac{O \cdot c_m}{F} = u$,
3. der indizierte Dampfverbrauch und der Abkühlungsverlust.

[6]) Vergl. Zeitschr. d. V. deutsch. Ing. 1904. *W. Schüle* Verfahren zur unmittelbaren Entnahme von Zeitdiagrammen mit gewöhnlichen Indikatoren.

Bei Betriebsdampfmaschinen werden nur selten alle diese Grössen bekannt sein und aus Dampfdiagrammen *allein* lässt sich μ nicht ermitteln. Dagegen können letztere (am besten als Zeitdiagramme) benützt werden, um die *Gleichung V* auf ihre Richtigkeit zu prüfen, wenn nur die Steuerungsverhältnisse hinlänglich bekannt sind. (Vgl. Teil II.)

Die Gleichung V lässt sich jedoch selbst *ohne* besondere Versuche auf ihre Uebereinstimmung mit der Erfahrung *überschlägig* prüfen, da der allgemeine Verlauf des Druckabfalls, auch seiner absoluten Grösse nach, bei mittleren Verhältnissen bekannt ist. — Zu diesem Zwecke nehmen wir μ schätzungsweise an. Die Schätzung wird erleichtert durch die bei allen bisherigen Ausströmversuchen mit Luft und Dampf beobachtete Tatsache, dass μ bei *steigendem Ueberdruckverhältnis*, für Dampf bei $\frac{p_i}{p_a} > 1{,}7$, gegen 1 hin wächst. So kleine Ausflusskoeffizienten, wie bei Flüssigkeiten, kommen für einfache Mündungen bei Dampf nur bei ganz kleinen Ueberdrücken vor, die hier zunächst nicht in Frage stehen. — Nach *Grashof*, Theoretische Maschinenlehre, Bd. I, S. 641, ergaben Versuche von *Minary* und *Résal* für hohe Ueberdrucke $\mu = 0{,}933$ (Kreismündung mit dünner Wand). Versuche von *Kolster* (Ventil mit konischer Sitzfläche) $\mu = 0{,}89$. Aus neuester Zeit liegen sehr ausgedehnte und mit modernen Hilfsmitteln ausgeführte Versuche von *Gutermuth* vor (Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1904), die jedoch noch nicht vollständig bearbeitet sind. *Gutermuth* gibt für rechteckige Mündung bei einem Ueberdruckverhältnis $> 1{,}7$ den Wert $\mu = \sim 0{,}93$ an. — Die Koeffizienten für Steuerungen sind jedoch wesentlich kleiner, wie aus Versuchen an *Dampfmaschinen* zu schliessen ist (Teil II). Setzen wir also für einen bestimmten mittleren Fall z. B. $\mu = 0{,}60$, so ist wohl möglich, dass hiermit die zusätzlichen Widerstände gegenüber einfacher Mündung berücksichtigt sind, falls die Kanalführung nicht besonders ungünstig ist. Mit $x = 0{,}7$ als Mittelwert für die spezifische Dampfmenge ergibt sich dann:

$$k = 0{,}60\,\sqrt{0{,}7} = 0{,}50 \text{ (Mittelwert).}$$

In *sehr günstigen Fällen* der Kanalführung (z. B. bei *Corliss*steuerung) wird $\mu = 0{,}72$ sein können. Ist gleichzeitig der Dampf, etwa infolge mässiger Ueberhitzung, beim Beginn der Ausströmung verhältnismässig trocken, z. B. $x = 0{,}93$, so ergibt sich

$$k = 0{,}72\,\sqrt{0{,}93} = 0{,}70 \text{ (günstigster Wert).}$$

Sehr ungünstige Verhältnisse können auftreten, wenn durch unzweckmässige Kanalführung (unvermittelte Krümmungen u. a.) starke Kontraktionen im Dampfstrom entstehen. In solchen Fällen kann wohl $\mu = 0{,}4$ werden. Mit $x = 0{,}7$ erhält man dann

$$k = 0{,}4\,\sqrt{0{,}7} = 0{,}33 \text{ (ungünstiger Wert).}$$

Die zulässige Dampfgeschwindigkeit im Auslasskanal.

Die Ausströmungsöffnungen müssen so weit sein und *bei mässiger Vorausströmung* sich so schnell öffnen, dass im Totpunkt der Druckausgleich zum grössten Teil beendet ist. Dann kann der Gegendruck beim Rückgang des Kolbens seinen kleinsten und daher günstigsten Wert erreichen.

Dieser Bedingung pflegt man *empirisch* dadurch zu genügen, dass man $u = \frac{O \cdot c_m}{F}$ durchschnittlich nicht grösser als 20—30 m/sek ausführt. *Aus unserer Gleichung V* lässt sich nun dieser Wert u ebenfalls ermitteln und für mittlere Verhältnisse muss das theoretische Ergebnis mit den alterprobten empirischen Angaben übereinstimmen, falls die Formel der Wirklichkeit entspricht. Aus Gleichung V) erhalten wir:

$$u = \frac{111\,k}{(1 + s_0 - \nu)\log\frac{p_0}{p_i}} \cdot \frac{f_m}{F} \cdot \frac{(\varphi - \varphi_a)^0}{180} \quad \text{. . VI)}$$

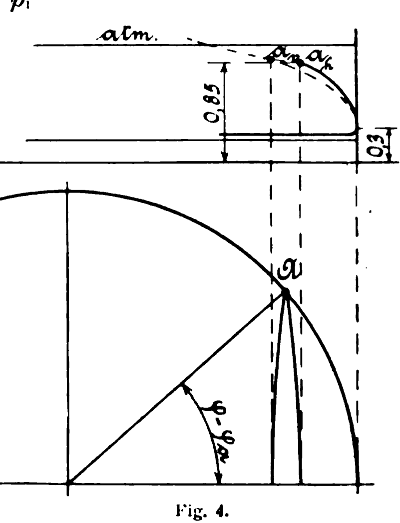


Fig. 4.

Für Kondensationsbetrieb wird der Druck-Ausgleich im Totpunkt als genügend vorgeschritten zu betrachten sein, wenn der Druck daselbst nicht mehr als die 1,7fache Kondensatorspannung beträgt. Bis zu dieser Spannungsgrenze gelten auch die Gleichungen V und VI. Setzen wir nun (Fig. 4) als mittlere Expansionsendspannung 0,85 kg/qcm, als Spannung im Totpunkt 0,30 kg/qcm, so wird

$$\frac{p_0}{p_i} = \frac{0{,}85}{0{,}3} = 2{,}83$$

$$\log\frac{p_0}{p_i} = 0{,}45.$$

Als Vorausströmung werden 10 v. H. ($\nu = 0{,}10$) bei guten Eröffnungsverhältnissen der Steuerung mindestens erforderlich sein, was einem Winkel $\varphi - \varphi_a = \sim 37^0$ entspricht. Setzen wir noch $s_0 = 0{,}07$ und $k = 0{,}6$, so wird:

$$u = \frac{111 \cdot 0{,}6}{(1 + 0{,}07 - 0{,}10) \cdot 0{,}45} \cdot \frac{37}{180} \cdot \frac{f_m}{F}$$

$$u = 31{,}4\,\frac{f_m}{F}$$

Ist der Kanal im Totpunkt nahezu offen und geht die Eröffnung günstig vor sich (z. B. Exzenterantrieb mit grossem Voreilwinkel und grosser Exzentrizität), so kann im Totpunkt $\frac{f_m}{F} = 0{,}7$ werden. Dann erhalten wir als *zulässige* Geschwindigkeit aus Gleichung VI

$$u = 31{,}4 \times 0{,}7 = 22{,}2 \text{ m/sek.}$$

In der Tat liegt also der errechnete Wert in den Grenzen, wie er bei ausgeführten Maschinen meistens zu treffen ist. [7])

Die Gleichungen V oder VI können auch benützt werden, um bei *gegebenem u*, bekanntem $\frac{f_m}{F}$ und verlangtem Druckabfall die erforderliche Vorausströmung zu ermitteln.

[7]) *Durchflussgeschwindigkeiten bis 200 m*, wie sie nach *Gutermuth* a. a. O., allein mit Rücksicht auf die Ausströmzeit während des Kolbenrückganges nach vollzogenem Druckausgleich, zulässig wären und wie sie nach *Gutermuth* u. a. für Kondensationsmaschinen auch *ausführbar sein sollen*, dürften, wie man aus Gleichung V entnehmen kann, für die allermeisten Fälle ganz *unerreichbar* sein, da der *Druckausgleich bei den üblichen, mässigen Vorausströmungen bei weitem kleinere Geschwindigkeiten verlangt.* Dagegen könnten in Fällen, wo nur ganz kleine Expansionsendspannungen vorkommen, je nach Umständen wesentlich grössere Geschwindigkeiten als $u = 20 - 40$ m, also engere Kanäle als üblich, zulässig sein, was von Fall zu Fall mit Gleichung V) oder VI) entschieden werden kann.

Es sei z. B. für $u = 30$ m/sek

$s_0 = 0,10$

$p_0 = 0,8$ kg/qcm

$\frac{f_m}{F} = 0,5$

verlangt, dass der Druck im Totpunkt nicht mehr als 0,4 kg/qcm betrage. Welche Vorausströmung ist anzuwenden?

Wir erhalten:

$$\varphi - \varphi_a = 180 \cdot \frac{u \cdot (1 + s_0 - v) \log \frac{p_0}{p_i}}{111\, k \cdot \frac{f_m}{F}} = 41,8^{\circ}.$$

Die Vorausströmung müsste also 41,8° vor dem Hubwechsel beginnen. ($1 + s_0 - v$ kann *bei der ersten Rechnung* gleich 1 gesetzt werden, da es den Gesamtbetrag wenig beeinflusst).

Bei schleichender Eröffnung, z. B. $\frac{f_m}{F} = 0,3$ nimmt $\varphi - \varphi_a$ ausserordentlich grosse Werte an. Da sich nun z. B. $\varphi - \varphi_a = 80^{\circ}$ nicht ausführen lässt, so wird in solchen Fällen oft kurzer Hand die gewöhnliche mässige Vorausströmung angewendet und die Folge ist dann die bei Kondensationsmaschinen ebenso häufige, wie schädliche Erscheinung, dass das Vakuum des Kondensators nur sehr unvollständig nach dem Dampfzylinder übertragen wird.

Die Berücksichtigung des endlichen Stangenverhältnisses. Hat man das richtige $\varphi - \varphi_a$ gefunden, so projiziert man den Kreispunkt A (Fig. 4) im Bogen in der bekannten Weise auf die Hubrichtung und von da ins Dampfdiagramm. Dies ist zulässig, obwohl sich vorn und hinten verschiedenes v ergibt, weil in der Gleichung V der *Winkel* $\varphi - \varphi_a$ (die *Zeit* für den Druckausgleich) den Ausschlag gibt, während $1 + s_0 - v$ bei mässigen Werten von v immer in der Nähe von 1 liegt.

Werte des Eröffnungsverhältnisses $\frac{f_m}{F}$ *bei Antrieb mittels Exzenter und unrunder Scheibe.*

Wiewohl sich für jeden *fertigen* Steuerungsantrieb $\frac{f_m}{F}$ graphisch sehr leicht bestimmen lässt, dürfte es doch angebracht sein, für die einfachsten Fälle Formeln zu haben, die schnelle Rechnung ermöglichen.

a) Der einfache Exzenterantrieb.

Nach Fig. 1 ist

$$\frac{f}{F} = \frac{z}{a}. \quad \text{Hierin ist:}$$

$$z = \rho \cdot \sin \varepsilon - i, \text{ somit}$$

$$\int_{\varphi_a}^{\varphi} \frac{f}{F}\, d\varphi = \frac{1}{a} \int (\rho \cdot \sin \varepsilon - i)\, d\varepsilon$$

$$= \frac{1}{a} \Big[-\rho \cdot \cos \varepsilon - i \cdot \varepsilon \Big]_{\gamma}^{\varepsilon}$$

$$= \frac{\rho}{a} \cdot (\cos \gamma - \cos \varepsilon - (\varepsilon - \gamma) \sin \gamma)$$

und mit $\varepsilon - \gamma = \varphi - \varphi_a$

$$\frac{f_m}{F} = \frac{\rho}{a} \cdot \left(\frac{180}{\pi} \cdot \frac{\cos \gamma - \cos \varepsilon}{(\varphi - \varphi_a)^{0}} - \frac{i}{\rho} \right) \quad . \quad . \quad . \quad \text{VII)}$$

$\cos \gamma$ und $\cos \varepsilon$ können aus dem Schieberdiagramm entnommen werden.

Man erhält z. B. für

$$\sin \gamma = \frac{i}{\rho} = 0,1$$

und eine Voreinströmung von $\sim 0,005$ für gewöhnliche Schiebersteuerung mit $\rho = e + a$ bei

$\delta = 20^{\circ} \quad 30^{\circ} \quad 40^{\circ}$ Voreilwinkel

im Totpunkt: $\frac{f_m}{F} = 0,16 \quad 0,36 \sim 0,70,$

also in sehr weiten Grenzen veränderlich.

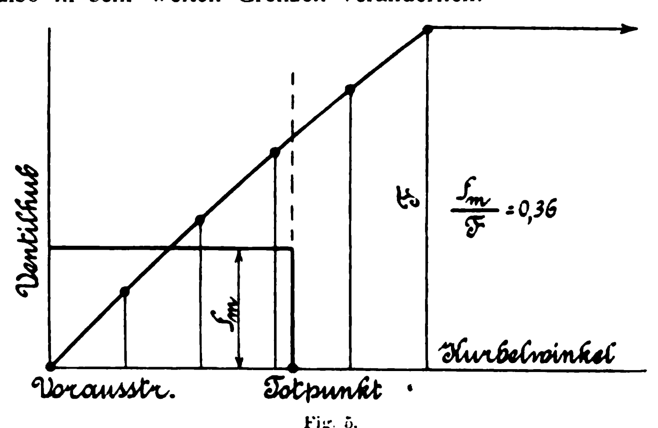


Fig. 5.

Hubdiagramm für Exzenterantrieb.

$\delta = 30^{\circ}$ Voreilwinkel.

$\frac{a}{\rho} = 0,58.$

$\frac{i}{\rho} = 0,10.$

Fig. 5 zeigt ein Schiebereröffnungsdiagramm für Exzenterantrieb.

b) Unrunde Scheibe.

Nach Fig. 6 berühren sich beim Beginn der Ausströmung der Innenkreis der unrunden Scheibe und der Rollenumfang in A. Der Abstand der Mittelpunkte O und M ist $r + \rho$. Dreht sich die Scheibe um den Bogen AA', also den Winkel $A\,O\,A' = \varphi - \varphi_a$, so rückt der Mittelpunkt der Rolle nach M' und Rolle und Scheibe berühren sich in B. Die Entfernung ihrer Mittelpunkte ist jetzt $O\,M'$, so dass die Rolle um

$$Z = O\,M' - O\,M$$

nach aussen gerückt ist.

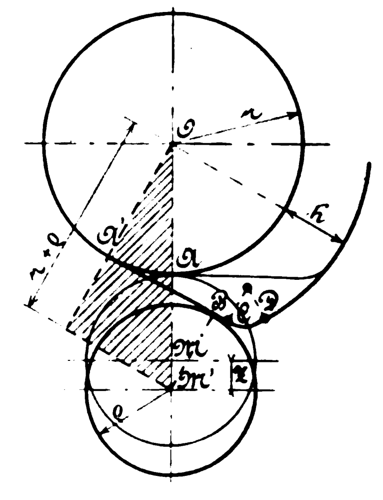


Fig. 6.

Aus Fig. 6 folgt leicht

$$O\,M' = \frac{r + \rho}{\cos \varepsilon}$$

so dass man für den Rollenhub erhält

$$Z = \frac{r + \rho}{\cos \varepsilon} - (r + \rho) = (r + \rho) \left(\frac{1}{\cos (\varphi - \varphi_a)} - 1 \right)$$

Ist h die Höhe des Höckers, so ist

$$\frac{f}{F} = \frac{Z}{h} = \frac{r + \rho}{h} \left(\frac{1}{\cos (\varphi - \varphi_a)} - 1 \right) \text{ und daher:}$$

$$\int_{\varphi_a}^{\varphi} \frac{f}{F}\, d\varphi = \frac{r + \rho}{h} \int_{\varphi_a}^{\varphi} \left(\frac{1}{\cos (\varphi - \varphi_a)} - 1 \right) d\varphi$$

$$= \frac{r+\rho}{h} \cdot \left(\ln \operatorname{tg} \left(45^0 + \frac{\varphi - \varphi_a}{2}\right) - (\varphi - \varphi_a) \right).$$

Somit
$$\frac{f_m}{F} = \frac{1}{\varphi - \varphi_a} \cdot \frac{r+\rho}{h} \left(\ln \operatorname{tg} \left(45^0 + \frac{\varphi - \varphi_a}{2}\right) - (\varphi - \varphi_a) \right).$$

Im Gradmass und mit gewöhnlichem Logarithmus ist:

$$\frac{f_m}{F} = \frac{r+\rho}{h} \cdot \left(\frac{133}{\varphi - \varphi_a} \cdot \log \operatorname{tg} \left(45^0 + \frac{\varphi - \varphi_a}{2}\right) - 1 \right) \quad \text{VII)}$$

Diese Gleichung gilt genau nur bis zu dem Augenblick, wo der Anschlusspunkt C der Nockenabrundung in Be-

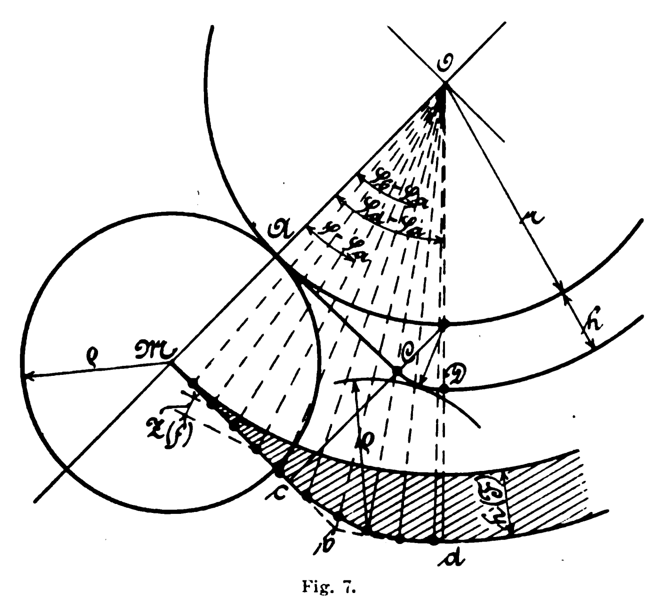


Fig. 7.

rührung kommt. Von da ab wird — Strecke CD (Fig. 6) — das Eröffnungsgesetz ein anderes. Aus der Darstellung (Fig. 7) erkennt man aber, dass sich die wirkliche Erhebungslinie Mcd mit Annäherung durch den gebrochenen Zug Mbd ersetzen lässt. Man kann daher Glei-

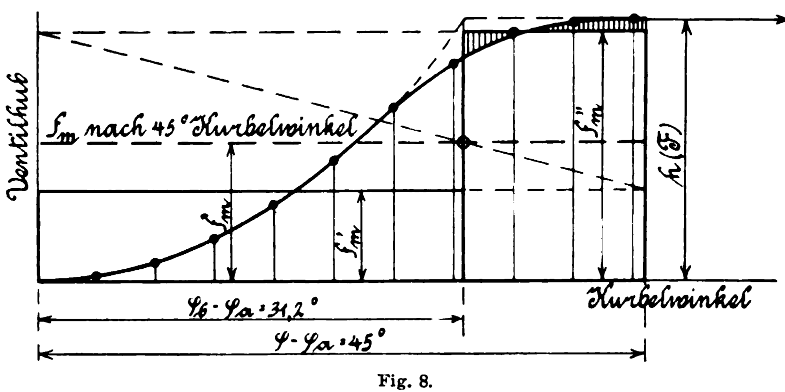


Fig. 8.
Hubdiagramm für unrunde Scheibe.

chung VII bis zum Punkt b gelten lassen, dessen Winkel entweder aus Fig. 7 entnommen oder aus

$$\cos(\varphi_b - \varphi_a) = \frac{r+\rho}{r+\rho+h} = \frac{1}{1 + \frac{h}{r+\rho}}$$

bestimmt werden kann. Wie man erkennt, hängt $\frac{f_m}{F}$ bei der unrunden Scheibe nur von dem Verhältnis $\frac{r+\rho}{h}$ ab (solange der Hub noch nicht beendet ist).

Fig. 8 zeigt die *Ventilerhebungskurve* für den im folgenden behandelten Antrieb mittels unrunder Scheibe.

Versuch an einer Kondensationsmaschine mit Antrieb der Auslassventile durch unrunde Scheibe.

An der Maschine fand sich:

$r = 80$ mm
$\rho = 50$ „
$h = 22$ „

Das Stück des Dampfdiagrammes, das in Frage kommt, zeigt Fig. 9 oben in vergrössertem Masstab. Die Stel-

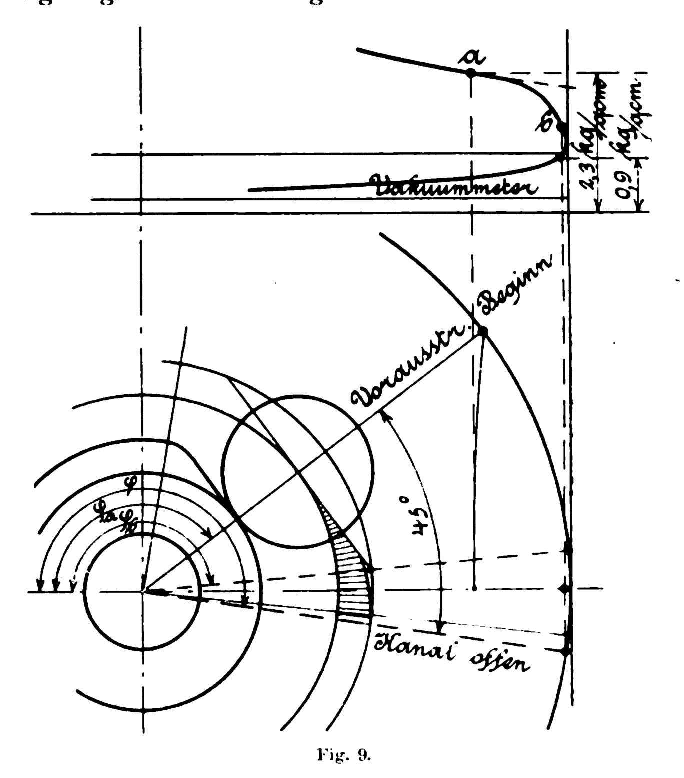


Fig. 9.

lung der unrunden Scheibe zu Beginn der Vorausströmung dieselbe Figur unten. Vorausströmung rd. 11 v. H.[8])

Der Druck zu Beginn der Vorausströmung beträgt rd. 2,3 kg/qcm abs., nach einem Kurbelwinkel von rd. 45° ist der Druck noch 0,9 kg/qcm. Wie gross ist vermutlich bei dieser Maschine $u = \frac{O_{c_m}}{F}$?

Es ergibt sich

$$\cos(\varphi_b - \varphi_a) = 0{,}856,$$
$$\varphi_b - \varphi_a = 31{,}2^0,$$

und daher (vergl. Fig. 9) nach Gleichung VII

$$\frac{f_m'}{F} = 5{,}92\,(133 \cdot \log \operatorname{tg} 60{,}6^0 - 1) = \sim 0{,}34,$$

wofür wir 0,32 setzen, um die Abrundung am Erhebungsdiagramm zu berücksichtigen.

Aus Fig. 8 folgt dann weiter (vergl. Fig. 3)

$$\frac{f_m}{F} = \sim 0{,}53.$$

Der Druckabfall infolge der Expansion von Beginn der Ausströmung bis Hubende beträgt *höchstens* 0,2 kg/qcm, so dass $p_i = 0{,}9 + 0{,}2 = 1{,}1$ zu setzen ist (in Gleichung V). Damit wird

[8]) Dieser Wert musste aus dem *Dampfdiagramm* selbst entnommen werden. Bei Antrieb mit unrunder Scheibe ist dies noch viel schwieriger und unzuverlässiger als bei Exzenter-Antrieb, da die Eröffnung in der ersten Zeit gegenüber letzterem Antrieb sehr langsam ist und ein scharfer Uebergang am Vorausströmpunkt nicht entsteht. — Beim Vergleich von Dampfdiagrammen mit Gleichung V muss überhaupt sehr vorsichtig vorgegangen werden, wenn man gute Uebereinstimmung erhalten will.

$$u = \frac{111\,k}{(1 + 0{,}06 - 0{,}11)} \cdot \log \frac{2{,}3}{1{,}1} \cdot 0{,}53 \cdot \frac{45}{180}$$
$$= 48\,k.$$

Mit $k = 0{,}5$ als Mittelwert wäre hiernach:

$$u = \sim 24\ {}^{m}/_{sek}.$$

Die Abmessungen der Maschine liefern 25 m, so dass die Gleichung V ein recht befriedigendes Resultat ergibt.

Ausführlicheres über Versuche, darunter solche mit Zeitdiagrammen, die sich für die Untersuchung des Verlaufes der Ausströmlinie besonders eignen, wird der Verfasser später berichten, desgleichen über den Einfluss der Kolbenbewegung auf den Druckabfall, über die wirkliche Vorausströmungskurve, über die Ausströmverhältnisse der Auspuffmaschinen und über die Werte des Ausströmungskoeffizienten bei den verschiedenen Steuerungen.

(Fortsetzung folgt).

Feuerungen mit mechanischer Beschickung.

Von **O. Herre.**

(Fortsetzung von S. 7 d. Bd.)

2. Beschickungsvorrichtung mit schwingender Wurfschaufel von H. Paucksch, A.-G., Landsberg a. W.

Der als *Axer - Feuerung* bezeichnete Apparat ist in Fig. 5—8 dargestellt. Der Antrieb erfolgt von der Stufenscheibe a aus. Die Welle b setzt durch ausrückbare Kegelräder c die senkrechten Wellen d in Bewegung. Von d geht die Bewegung mittels Schnecke auf das Schneckenrad e über, welches als Kurbelscheibe ausgebildet ist und mittels Zugstange und Schaltklinke das Schaltrad f verschiebt. Hierdurch wird die Speisewalze g bewegt, welche den Brennstoff aus dem Trichter h zur Wurfschaufel i fördert. Die Wurfschaufel liegt mit einem Daumen an einem spiralförmig gewundenen Zahne, der an dem scheibenförmigen Ansatze der Welle o des Schneckenrades e sitzt. Durch die Drehung der Welle und des Zahnes wird die Schaufel zurückgezogen, wobei die Feder k in Spannung versetzt wird. Der Daumen der Schaufel passiert schliesslich eine Unterbrechung des Zahnes, wodurch die Schaufel durch die Federspannung vorgeschnellt wird. Um hierbei eine verschieden starke Wurfkraft zu erhalten, ist die Feder k an einem Hebel n befestigt, dessen Stel-

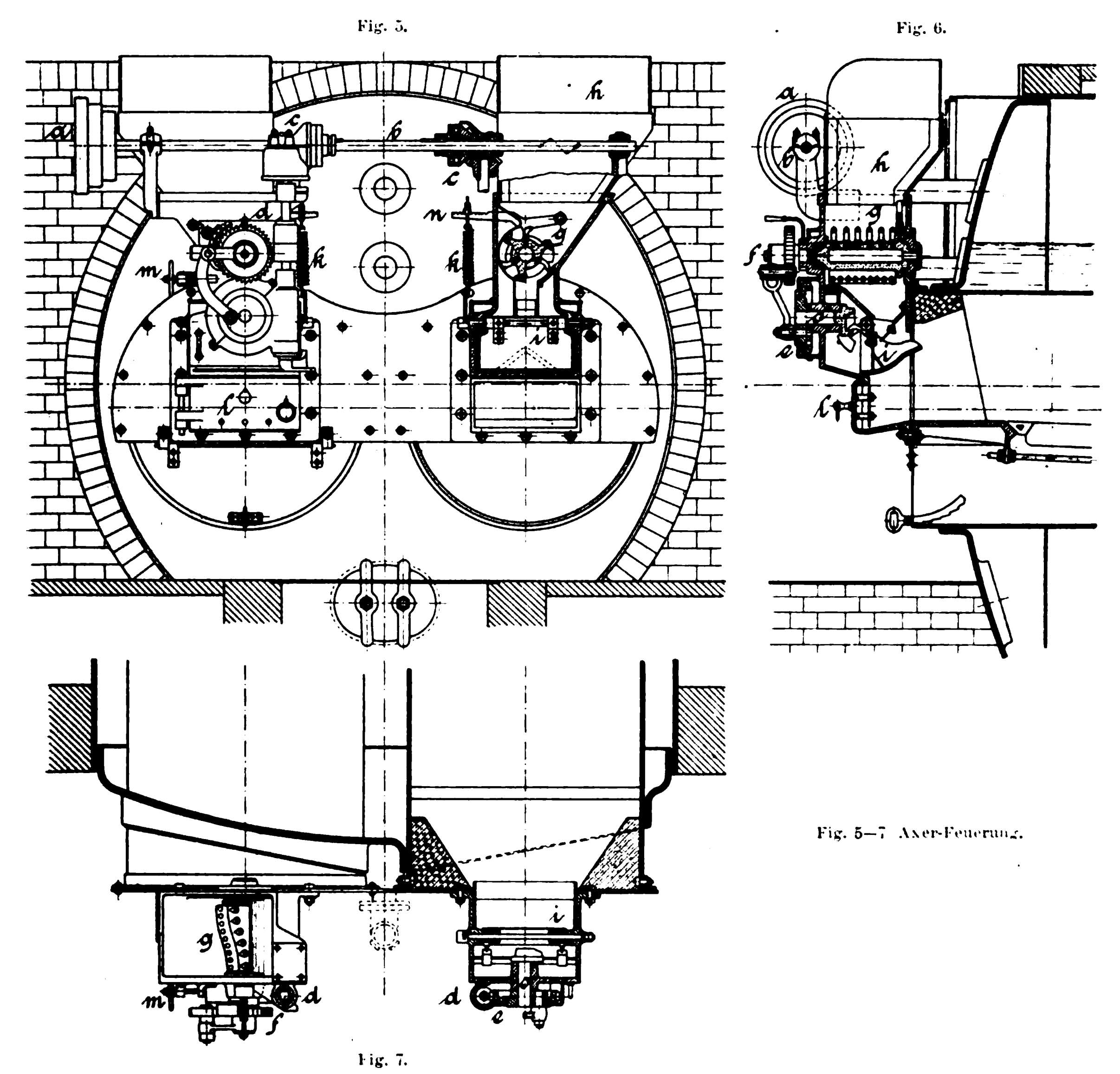


Fig. 5—7 Axer-Feuerung.

lung durch eine an der Speisewalze *g* befindliche exzentrische Scheibe fortwährend geändert wird, so dass auch die Federspannung entsprechende Aenderungen erfährt.

Die Speisewalze *g* ist mit Zinken versehen, wodurch die Möglichkeit geboten werden soll, auch Kohlen verfeuern zu können, die mit grösseren Stücken hin und wieder durchsetzt sind.

Natürlich wird auch die *Axer-Feuerung* am besten mit einem Brennstoff von gleicher Korngrösse (6 bis 20 mm) arbeiten, da die Zerkleinerung von groben Stücken nicht nur Arbeit erfordert, sondern auch Grus und Staub erzeugt, was für die Ausnutzung des Brennstoffes jedenfalls nicht günstig ist.

Bei Sperrungen im Getriebe kann nach Lösung des Verschlusses *m* die Vorderwand des Gehäuses um die Welle *d* aufgeklappt werden; auch kann die Speisewalze *g* leicht ausgewechselt werden.

Die Feuertür *l* ermöglicht wieder das Abschlacken des Rostes und nötigenfalls auch die Handbeschickung.

Infolge Aufforderung der Firma *H. Paucksch, A.-G.*, Landsberg a. W., wurde am 27. Juni 1903 seitens der Herren Oberingenieure *Abel* und *Hilliger* vom Märkischen bezw. Berliner Dampfkesselrevisionsverein sowie von Prof. *Josse*, Charlottenburg, ein Verdampfungsversuch an einem mit automatischer Feuerung, System *Axer*, versehenen Dreiflammrohrkessel der Firma *H. Paucksch*, Landsberg a. W., ausgeführt. Dem Versuchsberichte ist hier das Folgende entnommen:

„Durch den Versuch sollte insbesondere die Wirkungsweise des automatischen Rostbeschickungsapparates, System *Axer*, festgestellt werden.

Der Versuchskessel — ein Dreiflammrohr mit Ueberhitzer — war im Jahre 1899 von der Firma *H. Paucksch, A.-G.*, angefertigt worden und trägt die Fabrik-No. 6832. Der Kessel ist für 8 atm Ueberdruck gebaut. Nach Angabe der Firma war der Kessel seit Weihnachten 1902 im Betrieb und während dieser Zeit nicht gereinigt worden.

Gesamtlänge des Kessels	8400	mm
Länge des Mantels	7860	„
Durchmesser des Kessels	2300	„
„ „ Flammrohrs vorn	875	„
„ „ dritten Flammrohrs	650	„
Wasserberührte Heizfläche	80,9	qm
Rostfläche	3,15	„
Ueberhitzerheizfläche	16	„
Verhältnis der Heizfläche zur Rostfläche	25,7	„

Der Versuch wurde 8 Uhr 16 Min. vormittags begonnen. Die eigentliche Versuchsperiode wurde jedoch erst von 10 Uhr 10 Min. an gerechnet, da der Kessel von 8 Uhr 16 Min. bis 10 Uhr 10 Min. nicht im ordnungsmässigen Beharrungszustand war.

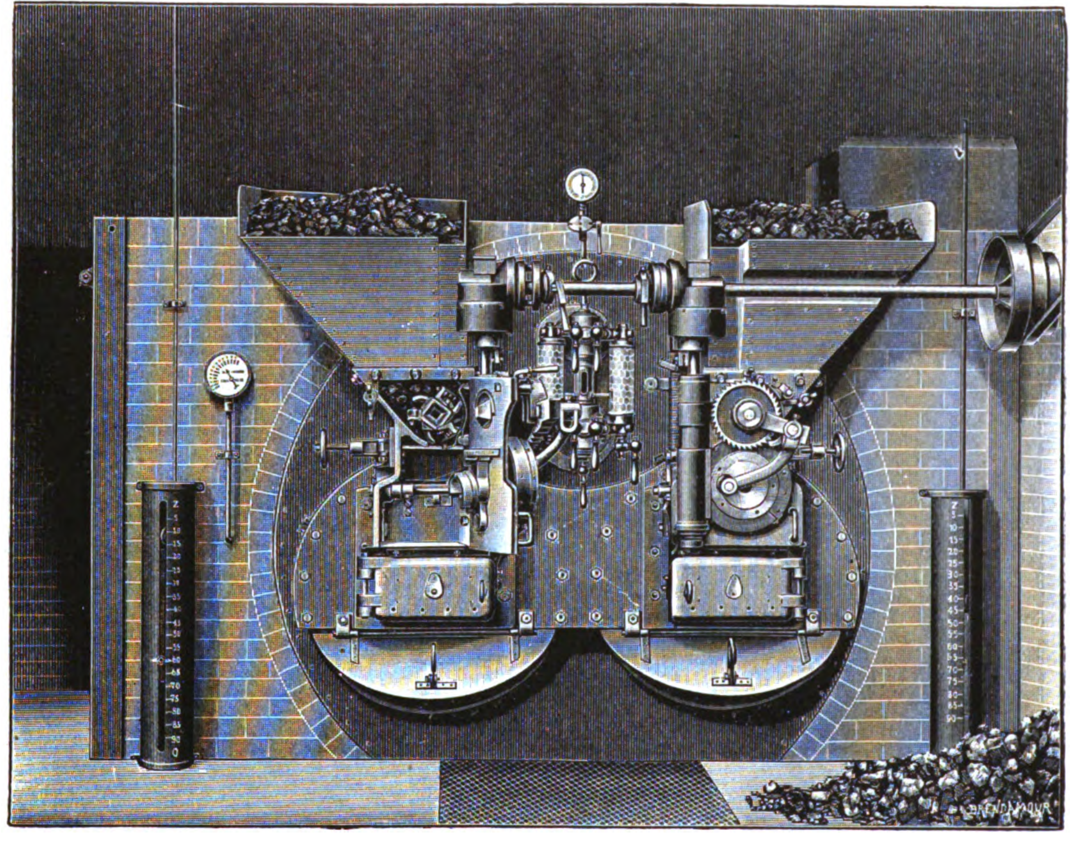


Fig. 8. Axer-Feuerung.

Dauer des Versuches bis 5 Uhr 40 Min. abends $= 7^1/_2$ Std. $=$ 450 Min.

Gefeuert wurde oberschlesische Stückkohle von etwas über Faustgrösse von der Zeche „Deutschland".

Die während des Versuches gemachten Ablesungen (Kesseldruck, Temperatur im Kesselhaus, Temperatur des überhitzten Dampfes, der Abgase, Zugstärke, Schieberstellung, Kohlensäuregehalt der Abgase usw.) sind in einer besonderen Tabelle niedergelegt worden.

Aus dieser Tabelle ergeben sich folgende für den Versuch massgebende Mittelwerte:

Schieberöffnung etwa	400	mm
Zugstärke über dem Rost	4—6	„ WS
Zugstärke in den Seitenzügen	9,5	„ „
Zugstärke vor dem Rauchschieber	16,4	„ „
Kohlensäuregehalt der Abgase vor dem Rauchschieber	12,2	v. H.
Sauerstoffgehalt der Abgase vor dem Rauchschieber	7,0	v. H.
Temperatur der Rauchgase vor dem Ueberhitzer	646,7	°
Temperatur der Rauchgase im Fuchs vor dem Rauchschieber	346	°

Temperatur der Luft im Kesselhaus vor der Rostklappe	25,7	°
Kesseldruck (Ueberdruck) . . .	7,64	kg/qcm
Temperatur des überhitzten Dampfes hinter dem Ueberhitzer .	209	"
Ueberhitzung über die Sättigungstemperatur	36,3	"
Verfeuerte Kohlenmenge während der ganzen Untersuchung von 8 Uhr 16 Min. bis 5 Uhr 40 Min.	3412	kg
Asche am Ende des Versuches gewogen	34	kg
Schlacke (vor Beginn der Messungen um 8 Uhr und um 2 Uhr während des Versuches wurde ausgeschlackt) um 2 Uhr wurde an Schlacke entfernt	38	kg
Zustand der Feuerung bei Beginn (10 Uhr) und am Ende des Versuches (5 Uhr 40 Min.) der gleiche, da je zwei Stunden nach dem Ausschlacken verstrichen, Asche und Schlacke in v. H. der Kohlenmenge	2,1	v. H.
Verfeuerte Kohlenmenge während der Versuchsperiode von 10 Uhr 10 Min. bis 5 Uhr 40 Min., d. i. in 450 Min.	2362	kg
Stündlicher Kohlenverbrauch f. d. qm Rostfläche	100	kg
Stündlicher Kohlenverbrauch f. d. qm Heizfläche	3,9	kg
Heizwert der Kohle:		
a) Nach Analyse der Feuertechnischen Abteilung des Instituts für Gärungsgewerbe der Untersuchung vom 1. 7. 03 . . .	6435	WE
b) Nach Analyse des Magdeburger Vereins für Dampfkesselbetrieb No. 1070	6668	WE
Mittlerer Heizwert von a und b .	6550	WE
Speisewassermenge eingefüllt von 10 Uhr 10 Min. bis 5 Uhr 40 Min., d.i. in 450 Min. im ganzen	17635	kg
Speisewassertemperatur	14	°
Stündliche Speisewassermenge:		
f. d. qm Heizfläche	29,1	kg
auf 1 kg Kohle	7,46	kg
f. d. qm Rostfläche	744	kg
Verdampfung:		
1 kg Kohle erzeugte stündlich Dampf von 7,64 atm Ueberdruck und 36,3 ° Ueberhitzung bei 14 ° Speisewasser . . .	7,46	kg
oder:		
1 kg Kohle erzeugte stündlich gesättigten Dampf von 100 ° aus Speisewasser von 0 ° . .	7,77	kg
Wärmeausnützung des Kessels und der Feuerung:		
Stündl. in Form von Brennstoff zugeführte Wärmemenge	2 063 000	WE
Stündlich in Dampf abgeführte Wärme	1 557 500	WE
An Dampf übertragene Wärmemenge in v. H. der Brennnstoffwärme	75,5	v. H.
Wärmeverlust durch die Abgase .	17,95	v. H.
Wärmeverlust durch Strahlung usw.	6,55	v. H.
Als Hauptergebnisse wären hervorzuheben:		
Verdampfung f. d. qm Heizfläche stündl. aus Wasser von 0 ° in Dampf von 100 °.	30,3	kg
Verdampfung auf 1 kg Kohle aus Wasser von 0 ° in Dampf von 100 °.	7,77	kg
Wirkungsgrad des Kessels . . .	75,5	v. H.

Vor Beginn des eigentlichen Versuches (10 Uhr 10 Min.) war der Rauchschieber weiter geöffnet, infolgedessen war der Kohlensäuregehalt vor dem Rauchschieber geringer, der Luftüberschuss grösser, die Dampferzeugung geringer.

Um 10 Uhr wurde der Rauchschieber etwas geschlossen und das Feuer auf dem Rost durch Schüreisen gleichmässig verteilt. Der Kohlensäuregehalt stieg sofort, ebenso die Dampfentwicklung, während die Temperatur der abziehenden Rauchgase herunterging.

Der Kessel war während des ganzen Versuches in gutem Beharrungszustand.

Um 2 Uhr wurde ausgeschlackt; eine grössere Menge kalter Luft gelangte dabei in die Feuerung, was einen Abfall der Temperatur der abziehenden Rauchgase und des CO_2 Gehaltes zur Folge hatte.

Die automatische Feuerung, System *Axer*, arbeitete während des Versuches in jeder Beziehung tadellos; die Abgase verliessen den Schornstein *vollständig rauchlos*. Die Regulierbarkeit der Feuerung in bezug auf die Kohlenbeschickung ist in jeder Beziehung vollkommen und entspricht allen Anforderungen. Die Wurfklappen verteilen das Brennmaterial gut über die ganze Rostfläche.

Ein grosser Vorteil der Feuerung ist darin zu sehen, dass die Quetschwalzen, welche die Kohlen zerkleinern, während des Betriebes durch einfache Handgriffe frei gelegt und sogar ausgewechselt werden können.

Es ist ferner als ein Vorzug der Feuerung zu betrachten, dass ausserdem gewöhnliche Feuertüren vorhanden sind, welche gestatten, das Feuer zu beobachten und zeitweise durchzurühren, um die gleichmässige Verteilung der Kohlen über dem Rost zu verbessern, evtl. auch von Hand zu feuern.

Der Mechanismus der *Axer*-Feuerung ist einfach und das Triebwerk ist vor der Einwirkung des Kohlenstaubes vollkommen geschützt. Die untersuchte Feuerung war bereits ein halbes Jahr im laufenden Betrieb und in durchaus gutem Zustand.

Infolge der kontinuierlichen Beschickung, welche die Feuerung ermöglicht, ist auch der zu 75,5 v. H. ermittelte Wirkungsgrad des Kessels sehr günstig."

(Fortsetzung folgt.)

Die Graphitschmierung.

Von Diplom - Ingenieur **K. Lenz**, Gross - Lichterfelde.

(Schluss von S. 12 d. Bd.)

Bei der zweiten Gruppe der Schmiervorrichtungen wird Oel oder Wasser als Träger für den Graphit benutzt. Sie bestehen daher im wesentlichen aus den für die Zuführung der Schmierflüssigkeiten zum Dampfzylinder üblichen Einrichtungen, also Schmierpressen oder Schmierpumpen. Falls Oel benutzt wird, erhält dieses nur einen ganz geringen Zusatz von Graphit, etwa 2 v. H. Die Konstruktion dieser Schmierapparate ist durch die Notwendigkeit bedingt, das Absetzen des Graphits zu verhüten. Der Graphit sinkt nämlich infolge seines ziemlich bedeutenden spezifischen Gewichtes im Oel sowohl wie im Wasser, besonders aber in letzterem, schnell zu Boden. Um das Gemisch immer gleichartig zu erhalten, müssen besondere Rührvorrichtungen vorhanden sein.

Diese Schmierpressen oder Schmierpumpen mit Rührvorrichtung stellen den in Deutschland bis jetzt hauptsächlich verbreiteten Typ der Graphitschmiervorrichtungen dar. Die Schmierung mit Graphit und Wasser hat sich jedoch bis jetzt, soweit bekannt, nicht eingebürgert, hauptsächlich wohl deswegen, weil es sehr schwierig ist, den Graphit im Wasser auch nur kurze Zeit in der Schwebe zu erhalten.

Zu erwähnen ist zunächst eine unter D. R. P. 148823 patentierte Einrichtung, welche an bereits vorhandenen Schmiereinrichtungen angebracht werden kann (Fig. 6). In das von der Schmierpresse zum Schieberkasten führende Rohr $b\ b_1$ wird das Mischgefäss a eingesetzt, welches eine Mischung von Oel und Graphit aufnimmt. Das von der Schmierpresse zuströmende Oel geht durch das Mischgefäss und nimmt etwas Graphit in sich auf. Der Graphit wird sich nun, besonders während der Betriebspausen, am Boden absetzen. Um ihn wieder aufzurühren, wird der Mischkolben g mittels der Stange d hin- und herbewegt. Das Gefäss kann auch um die Anschlussstellen der Rohre $b\ b_1$ langsam gedreht werden, angetrieben von irgend einem sich drehenden Teile der Maschine.

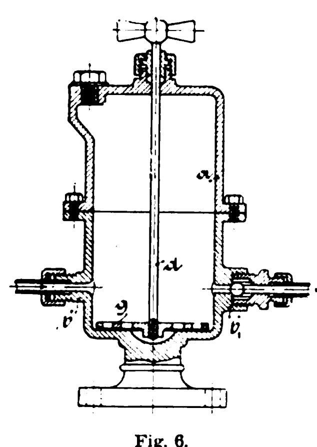


Fig. 6.

Bei diesem Apparate wird die Anreicherung des Oeles mit Graphit sehr ungleichmässig sein. Solange die Mischung im Gefässe a noch konzentriert ist, wird stark mit Graphit versetztes Oel zum Zylinder gelangen; in dem Masse, wie die Lösung schwächer wird, wird auch das durchtretende Oel weniger Graphit aufnehmen. Von verschiedenen Seiten wird aber gerade diese Methode, im Anfang reichlich Graphit zuzuführen und im weiteren Verlaufe, wenn sich die Gleitflächen mit Graphit bedeckt haben, hauptsächlich nur mit Oel zu schmieren, als richtig empfohlen. Das Mischgefäss muss natürlich kurz vor dem Eintritt der Oelleitung in den Schieberkasten angeordnet werden, um zu verhüten, dass sich der Graphit noch im Rohre b_1 absetzt.

Eine Schmierpresse mit Rührvorrichtung für Graphitölgemische der *Maschinen- und Armaturenfabrik vorm. Louis Strube* in Magdeburg - Buckau (D. R. P. 120007) zeigt Fig. 7. Der Kolben k der Schmierpresse wird in bekannter Weise durch einen Schalthebel l mit Klinke m, Schaltrad n, Schnecke o, Schneckenrad und Schraubenspindel p nach abwärts getrieben. Von der Schneckenwelle aus werden durch Zahnradübersetzungen $q\ r$ und $s\ t$ die Rührschrauben $u\ v$ angetrieben, die das Gemisch durchrühren, indem sie es in beständigem Kreislauf erhalten, vom Presszylinder w zum Rührzylinder y und zurück. Die zur Schmierstelle führende Leitung ist in einiger Entfernung vom Boden des Presszylinders abgezweigt, damit durch den sich während der Betriebspausen absetzenden Graphit keine Verstopfung herbeigeführt werden kann.

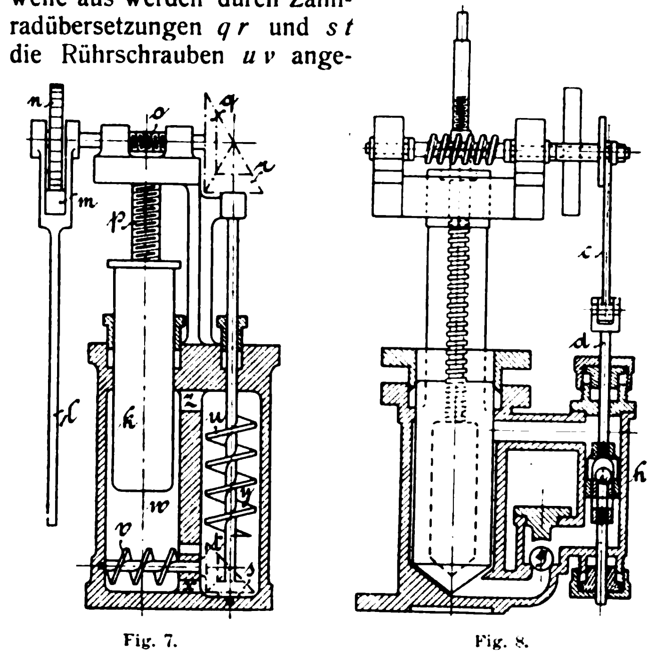


Fig. 7. Fig. 8.

Aehnliche Schmierpressen mit Rührvorrichtung sind in grosser Zahl konstruiert worden. So stellt z. B. Fig. 8 eine Presse dar, bei der als Rührvorrichtung eine Kolbenpumpe benutzt wird. Der Kolben h dieser Mischpumpe wird durch das Gestänge $c\ d$ von der Schneckenwelle oder dem Schalthebel aus angetrieben.

Eine bessere Durchwirbelung des Gemisches wollen andere durch einen ventillosen Kolben erreichen, der, vom Schalthebel aus in lebhafte Hin- und Herbewegung versetzt, das Gemisch durch die Oeffnungen zwischen Press- und Rührzylinder hin- und herwirbelt.

Eine Schmierpresse von *P. A. Hoppe* in Hamburg, die den Vorteil hat, dass die besonderen Stopfbüchsen für die Mischgestänge fortfallen, zeigt Fig. 9. Die Rührvorrichtung ist als ein an der Schraubenspindel a befestigter und mit dieser sich drehender sternförmiger Körper mit sechs oder mehr abgebogenen Armen c ausgebildet, die bei ihrer Drehung zwischen dem Presskolben d und der Zylinderwandung entlang streichen und

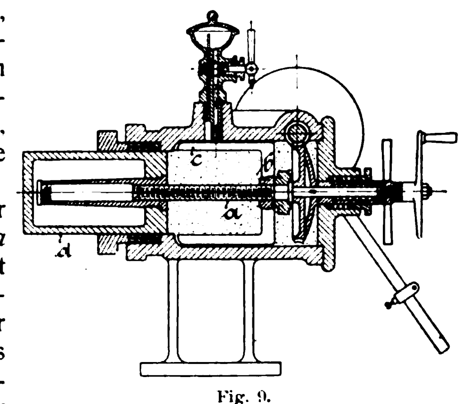


Fig. 9.

den sich unten absetzenden Graphit wieder nach oben führen.

Wenn nun auch bei diesen Schmierpressen im Presszylinder dem Ansetzen von Graphit vorgebeugt ist, liegt doch immer noch die Gefahr vor, dass sich der Graphit in den engen zur Schmierstelle führenden Leitungen absetzt, wo sich das Gemisch nur in sehr langsamem Flusse befindet. Besonders aber das Rückschlagventil, welches in der Schmierleitung immer vorhanden sein muss und sich gewöhnlich dicht am Schieberkasten befindet, ist durch diese Ablagerungen in seiner Wirksamkeit bedroht. Man wird ja die Leitung von vornherein derart anlegen müssen, dass Krümmungen (Säcke) u. dergl. möglichst vermieden sind und dass der sich in den Betriebspausen senkende Graphit nicht nach dem Rückschlagventile zu fällt, sondern nach dem Presszylinder. Immerhin aber ist es vorteilhaft, wenn auch in dem Leitungsrohre eine Durchwirbelung des Gemisches vorgenommen wird.

Bei der in Fig. 10 dargestellten, der Firma *Schneider & Helmecke* patentierten (D. R. P. 139 972) Einrichtung wird die Durchwirbelung im Leitungsrohre in einfacher Weise dadurch erzeugt, dass man den durch die Rührvorrichtung bewirkten Kreislauf des Oeles auch auf die Leitung ausdehnt. Das Gemisch wird von dem Presszylinder *a* durch die Bohrung *e* über die Mischpumpe *c* durch das Leitungsrohr *g* zum Rückschlagventile *h* getrieben und strömt von dort durch ein zweites, zum Rohre *g* paralleles (in der Zeichnung nicht sichtbares) Rohr und die Bohrung *d* zum Presszylinder *a* zurück.

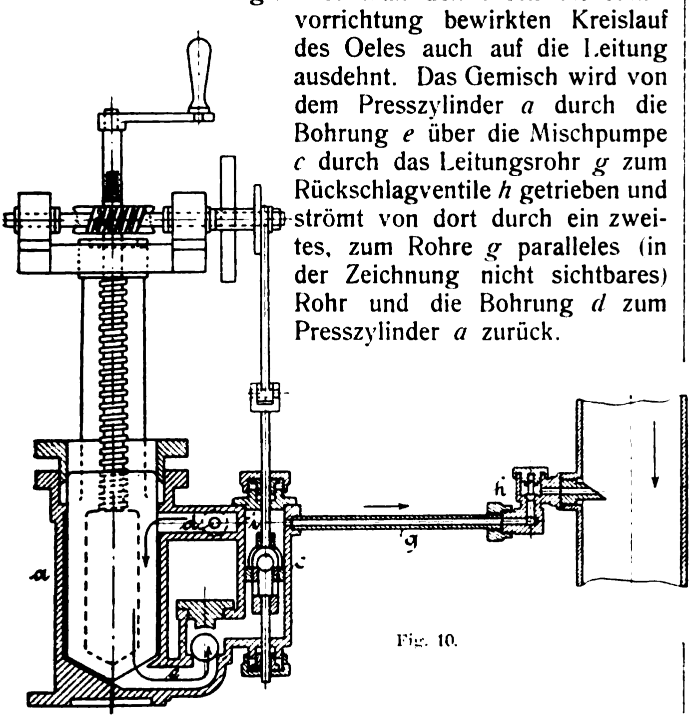


Fig. 10.

Andere wollen das Absetzen des Graphites im Leitungsrohre dadurch verhüten, dass sie die Schraubenspindel der Presse durch den Kolben hindurchführen und mit ihr eine im Leitungsrohr gelagerte Drahtspirale verbinden, die bei der Drehung der Schraubenspindel ebenfalls in Umdrehung versetzt wird und das Gemisch im Leitungsrohre aufrührt. Diese Einrichtung erscheint nicht als sehr betriebssicher.

Von Bedeutung ist ferner, wie das Gemisch in den Dampf eingeleitet wird. Diese Einführung hat derart zu erfolgen, dass das Gemisch vom Dampfstrome sofort erfasst und kräftig zerstäubt wird. Es ist also verkehrt, wenn man die Schmiermittelzuleitung so in die Dampfleitung einmünden lässt, dass das Gemisch an der inneren Wandung des Rohres hinabrinnt. Die Schmiermittelleitung muss also etwas in das Dampfrohr hineinragen und wird vorteilhaft schräg abgeschnitten, wie es z. B. Fig. 10 zeigt. In Amerika hat man besondere Einrichtungen zur Zerstäubung des Schmiermittels eingeführt. Diese Einrichtungen sind meistens derart, dass das Schmiermittel in ein becherartiges, in die Dampfleitung eingebautes Gefäss tropft. Das Gefäss hat in den Seitenwänden oder im Boden eine Anzahl feiner Oeffnungen. Der zuströmende Dampf wird durch den Becher aufgefangen, strömt mit grosser Geschwindigkeit durch die Bohrungen und reisst das Schmiermittel mit sich fort. Die hierbei stattfindende Wirbelung des Dampfes bewirkt eine energische Zerstäubung des Schmiermittels.

Ebenso wie man die Einrichtungen für die Zylinderschmierung den Bedingungen der Graphitschmierung angepasst hat, hat man nun in neuerer Zeit auch wieder versucht, den Graphit für die Schmierung der Zapfenlager einzuführen. Auch auf diesem Gebiete bietet die Graphitschmierung bedeutende Vorteile. Dies wurde schon durch die Versuche von *Thurston* bewiesen, über die in der „Ztschr. d. Ver. Deutsch. Ing.“ 1897, S. 1293, berichtet wurde. Auch Versuche, die vor kurzem im Bezirke der Eisenbahn-Maschinen-Inspektion Kottbus mit Lokomotiv-Achs- und -Gestängelagern ausgeführt wurden, ergaben ein sehr günstiges Resultat. Durch einen nur sehr geringen Zusatz von Graphit zum Schmieröl, etwa im Verhältnis 1 : 800, wurde eine Schmiermittelersparnis von etwa 50 v. H. erzielt, wobei gleichwohl das Warmlaufen der Lager vollständig vermieden wurde.

Man kann bei der Graphitzapfenschmierung, ähnlich wie bei der Graphitzylinderschmierung zwei Methoden unterscheiden, nämlich die Schmierung mit trockenem Graphit und diejenige mit einem Gemisch von Oel und Graphit.

Die Bestrebungen, die Zapfenlager mit trockenem Graphit zu schmieren, sind bereits sehr alt. Sie haben die sogen. „selbstschmierenden“ oder „trockenschmierenden“ Lagermetalle gezeitigt. Der Graphit muss hierbei so in das Lagermetall eingebettet werden, dass er bei der allmählich fortschreitenden Abnutzung der Lagerschalen nach und nach der Gleitfläche zugeführt wird. Ein solches trocken schmierendes Lagermetall würde, wenn es praktische Bedeutung erlangte, für manche Zweige der Technik von grossem Vorteile sein, u. a. z. B. für die Spinnerei und Weberei. Bei der Oelschmierung besteht hier immer die Gefahr, dass die Gewebe durch abtropfendes Oel aus den Lagern befleckt werden. Bei der trokkenen Schmierung wäre dem abgeholfen. Ausserdem würde die Wartung der Lager und das Nachfüllen der Oelgefässe fortfallen. Diese Schmierung wäre daher für schwer zugängliche Lager angebracht, deren Wartung mit Umständen verbunden ist, so z. B. für die Lager von Seilführungsrollen.

Auf die selbstschmierenden Lagermetalle sind im Laufe der Jahre zahlreiche Patente erteilt worden. Die Einrichtung ist vielfach derart, dass Graphitkörper in Bohrungen, Nuten oder dergl. einer Lagerschale von Weissmetall oder Holz eingesetzt werden. Vielfach auch soll der Graphit in Pulverform zusammen mit anderen schmierenden Stoffen, wie z. B. Stearin, Wachs, Seifenstein, Talkum dem Lagermetalle schon beim Einschmelzen zugesetzt werden. Oder es soll Graphitpulver zusammen mit einem Metallpulver und einem flüssigen Bindemittel angerührt, das Gemisch dann in Formen gepresst und getrocknet werden, damit ein poröser homogener Körper entsteht. An Stelle des Metalles tritt für ganz leicht belastete Lager öfter ein Faserstoff wie Asbest, Holzfaser und dergl. und der poröse Lagerkörper wird in Oel gekocht.

Diese Lager mit trockener Graphitschmierung sollen in manchen Fällen mit Erfolg benutzt worden sein, so z. B. für Leerlaufriemscheiben und ähnliche leicht belastete Lager. Zu allgemeinerer Einführung sind sie jedoch nicht gelangt. Der Grund dürfte u. a. darin zu suchen sein, dass der Reibungskoeffizient bei diesen Lagern doch erheblich grösser ist, als bei Lagern mit Oelschmierung; denn es kommt hier die Reibung zwischen zwei trocke-

nen, wenn auch sehr glatten Oberflächen in Frage, während bei Lagern mit Oelschmierung die Reibung bekanntlich hauptsächlich nur in der viel geringeren inneren Reibung der Flüssigkeitsteilchen besteht. Es ist aber gerade für Spinnereien und ähnliche Betriebe von wesentlicher Bedeutung, den Reibungskoeffizienten der Lager niedrig zu halten, da eine auch nur geringe Vergrösserung desselben sofort eine bedeutende Verstärkung der Betriebskraft erforderlich macht. Ferner dürfte der Umstand, dass bis vor einigen Jahren selten Graphit ohne körnige Verunreinigungen zu erhalten war, der Einführung der selbstschmierenden Lagermetalle hinderlich gewesen sein. Solche Beimischungen würden natürlich in kurzer Zeit den Verschleiss des Lagers herbeiführen.

Für die Zapfenschmierung mit Graphit und Oel sind besonders für diesen Zweck ausgebildete Lagerkonstruktionen bisher nicht bekannt geworden. Bei den oben erwähnten Dauerversuchen der Maschinen-Inspektion Kottbus benutzte man die vorhandenen Achslager und wandte zwei verschiedene Schmiermethoden an. Da die vorhandenen Schmierpolster mit Saugedochten natürlich nur Oel, aber nicht Graphit zuführten, nahm man diese Polster heraus und ersetzte sie dadurch, dass man den Achslagerunterkasten mit Putzwolle ausstopfte, die mit einem Gemisch von Mineralöl, Flockengraphit und etwas Talg reichlich getränkt war. Täglich wurden dann einige Tropfen einer ganz dünnen Oel-Graphitlösung nachgegossen, und zwar liess man diese Lösung auf den Auflauf der Achsschenkel ausfliessen. Bei der zweiten, für die Triebwerkteile angewandten Methode nahm man täglich die Dochte der Schmierbüchsen heraus und goss einige Tropfen der Graphitlösung in das Schmierröhrchen. Das Verhältnis des Graphitzusatzes zu der verbrauchten Oelmenge war nur ganz gering, etwa 1 : 800.

Das Verhalten und die Pflege des Kommutators im Betriebe.

Von Dr. **Karl Klein**, Ingenieur.

Der empfindlichste Teil der elektrischen Gleichstrommaschine oder allgemein der kommutierenden Maschinen (Einphasen- usw.) ist der Kommutator, von dessen Zustande der Gang der Maschine wesentlich beeinflusst wird. Die genaueste Kenntnis seines Verhaltens und seine sorgfältige Pflege sowie die sachgemässe Behandlung der Bürsten sind unerlässliche Bedingungen für gutes Arbeiten der Maschine.

Der aus vielen Teilen zusammengesetzte Kommutator ist im Betriebe vornehmlich den Einflüssen der Wärme und der Zentrifugalkraft ausgesetzt. Trotzdem die Einzelteile des Kommutators, die meist aus Kupfer-Segmenten mit Glimmer-Zwischenlagen bestehen, verschiedene mechanische und thermische Eigenschaften besitzen, muss der Kommutator in seiner Gesamtheit (besonders bei Verwendung der unelastischen Kohlebürsten) stets genau zylindrische Form beibehalten, damit auch bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten dauernd funkenfreier Kontakt für die ganzen Bürstenfläche gewähr leistet ist.

I. Kommutator.

Jeder Kommutator muss sich zunächst gut einlaufen und bedarf daher in der ersten Zeit einer vermehrten Pflege und Beaufsichtigung.

a) Einlaufsperiode.

Während der *Einlaufsperiode* können die Erwärmung sowie die Wirkungen der Zentrifugalkraft besonders bei neuen Kommutatoren, solange nicht alle Teile ihre endgiltige Lage zueinander eingenommen haben, Verschiebungen der nur durch Isolationsmaterialien festgehaltenen Teile sowie *Formänderungen* hervorrufen infolge von inneren Spannungen des Kupfers und infolge der verschiedenen Ausdehnungs-Koeffizienten der Kupfersegmente, des Glimmers und des Materials der Kommutatorbuchse. Hierdurch kann eine Verschlechterung der Auflagefläche eintreten man pflegt zu sagen, *„der Kommutator arbeitet“*. Durch richtige Pflege des Kommutators lässt sich das „Arbeiten“ bald auf ein für den praktischen Betrieb zulässiges Mindestmass herabsetzen (Betriebszustand).

Bei Verwendung der unelastischen und daher in dieser Beziehung empfindlicheren Kohlebürsten machen sich die Wirkungen der Formänderungen stärker geltend als bei den elastischen Metallbürsten, zumal die Erwärmung der Kommutatoren bei Benutzung von Kohlebürsten grösser ist als bei Verwendung von Metallbürsten.

Die Verschlechterung der Auflagefläche hat eine Anzahl von unerwünschten Erscheinungen zur Folge, die sich bei ungenügender oder gänzlich fehlender Pflege des Kommutators in steigendem Masse geltend machen. Es sind dies: Erhöhung des Uebergangswiderstandes durch mangelhafte Bürstenauflage oder Springen der Bürsten und dadurch bedingte zerstörende Funken zwischen Bürsten und Segmenten, Veränderung der Kommutationsverhältnisse, stärkere Erwärmung, Oxydation der Kommutatoroberfläche, Feuern und Ausglühen der Bürsten und dadurch Verschlechterung ihrer Qualität.

Um die unbedingt erforderliche, genau zylindrische Oberfläche des Kommutators wieder herzustellen, ist bei *grösseren* Formänderungen *Abdrehen* des Kommutators, bei *kleineren* dagegen *Abschleifen* desselben erforderlich.

Dieses Abdrehen oder Abschleifen darf bei Maschinen, *die nicht dauernd laufen*, nur in *kaltem* Zustande des Kommutators, also nie während des Betriebes geschehen, da die Kommutatoroberfläche sonst vollkommen verdorben wird. Die Ursache liegt in den verschiedenen Ausdehnungskoeffizienten für Kupfer und Glimmer. Beispielsweise kann bei einem Kommutator mittlerer Verhältnisse bei 50° Temperaturerhöhung die radiale Ausdehnung der einzelnen Kupfersegmente in Richtung des Kommutator-Durchmessers nach Rechnung gut 0,025 mm mehr betragen als die der Glimmersegmente. Würde man diesen Kommutator warm abdrehen, so würden in kaltem Zustande die Glimmersegmente um diesen Betrag von 0,025 mm über die Kupfersegmente hervorragen. Es genügt aber schon ein Vorstehen der Glimmersegmente um einen noch geringeren Betrag über die benachbarten Kupfersegmente, um (besonders bei Kohlebürsten) Feuern der Bürsten hervorzurufen, da die unelastische Kohlebürste, auf den vorstehenden Glimmersegmenten gleitend, das Kupfer nur ungenügend berührt. Derartige geringe Unebenheiten lassen sich weder mit dem Auge noch mit dem Gefühl täuschungsfrei feststellen, sondern nur mit geeigneten Instrumenten.

Bei Maschinen, *die dauernd laufen*, treten mit Rücksicht auf die konstanten Temperaturverhältnisse Nachteile durch Abschleifen im *warmen* Zustande nicht auf.

Zum *Abdrehen* des Kommutators bringt man kleinere Anker auf die Drehbank, während bei grösseren ein Support an den dafür vorgesehenen Warzen der Grundplatte oder des Lagers anzubringen ist.

Auf feste Lagerung des Supports und des Drehstahles ist besonders zu achten. Das Abdrehen darf nur von einem in diesen Arbeiten geübten und erfahrenen Monteur und unter Verwendung scharfer und ziemlich spitzer Stähle geschehen.

Nachdem mit dem ersten Schrubspan bei geringer Geschwindigkeit alle Unebenheiten entfernt sind, dreht man bei etwas höherer Geschwindigkeit mit einem Schlichtstahl einen feinen Span nach. Der Vorschub soll hierbei $^1/_{10}$ mm nicht überschreiten. Nach dem Abdrehen ist der Kommutator entweder mit einer Karborundum-Scheibe oder mit dem Schleifklotz nachzupolieren



Zum *Abschleifen* darf nur eine Abschleifmaschine oder ein Schleifklotz benutzt werden.

Als *Abschleifmaschine* kann man eine Schmirgelscheibe verwenden, die durch einen kleinen Motor angetrieben wird. Die ganze Vorrichtung wird zweckmässig durch einen Kreuzsupport auf einer Grundplatte montiert und diese, wenn möglich, an dem Bett der Dynamo oder des Motors befestigt, dessen Kommutator bearbeitet werden soll. Auf alle Fälle muss die Befestigung so sicher sein, dass die ganze Vorrichtung weder wackeln noch kanten kann. Die Achse der Schmirgelscheibe muss genau parallel zur Achse des Kommutators stehen, damit letzterer vollkommen zylindrisch abgeschliffen wird. Auch muss ein Vibrieren der Schleifscheibe unter allen Umständen unmöglich gemacht sein.

Der Drehsinn der Schmirgelscheibe sei gleich demjenigen des Kommutators, so dass die in Berührung kommenden Flächen stets gegeneinander laufen. Die Drehrichtung des Kommutators ist so zu wählen, dass der Schleifstaub nach unten resp. in die Saugöffnung einer Absaugevorrichtung fällt, welche den für Kommutator und Bürsten schädlichen Schleifstaub sicher entfernt. (Beispielsweise kann an den Motor der Abschleifvorrichtung noch ein kleiner Ventilator angebaut werden, dessen Saugöffnung sich unter der Schleifscheibe befindet und der den Schleifstaub zu einem besonderen Behälter befördert.)

Das Abschleifen der kalten oder warmen Kommutatoren geschieht am besten bei derjenigen Tourenzahl, welche die Maschine im Betriebe besitzt. Hierbei darf der Schliff nicht zu stark sein, so dass der Kommutator in der Regel mehrere Male überschliffen werden muss.

Die Rundung des *Schleifklotzes* muss der Rundung des Kommutators genau entsprechen, damit bei dem Abschleifen in erster Linie die vorstehenden Teile getroffen und abgeschliffen werden. Die schleifende Fläche ist daher nur mit einer Lage Glaspapier zu belegen und darf nicht elastisch sein, weshalb Auspolstern des Schleifklotzes mit Kork, Tuch oder dergl. nicht gestattet ist. (Aus demselben Grunde soll das Abschleifen des Kommutators nie direkt von Hand geschehen, zumal der Druck der einzelnen Finger nie ganz gleichmässig stark ist.) Um zu verhindern, dass Kupferstaub unter die Bürsten gelangen kann, ist der Schleifklotz mit einem Staubfänger zu versehen. In der Ausführung des Schleifklotzes nach Fig. 1 wird der Staubfänger durch eine Querrinne und einen Filzstreifen gebildet.

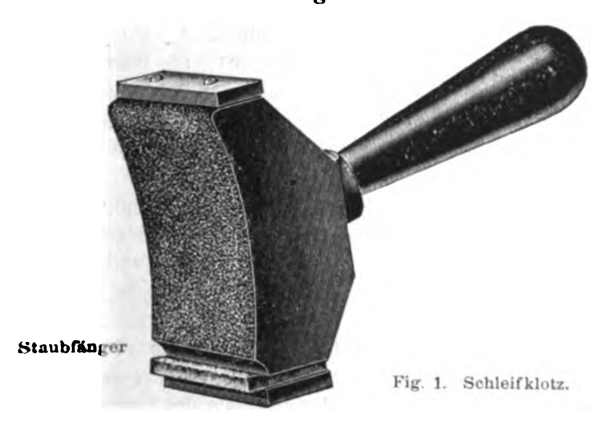


Fig. 1. Schleifklotz.

Schmirgelleinen darf zum Abschleifen des Kommutators nur dann verwendet werden, wenn sämtliche Bürsten während des Abschleifens dauernd abgehoben sind.

Nach beendetem Abdrehen oder Abschleifen des Kommutators ist die Maschine mittels Borstenpinsels und Blasebalgs sorgfältig vom Kupferstaub zu reinigen und eingehend zu prüfen, ob nirgends durch Kupferspäne (Gratbildung infolge stumpfen Stahles) die Isolation zwischen einzelnen Lamellen überbrückt ist, da hierdurch Kurzschluss der betreffenden Spule, Bürstenfeuer und schädliche Erwärmung veranlasst werden.

Der Kommutator ist nach seiner Reinigung bei Kupferbürsten mit etwas Oel, bei Kohlebürsten mit etwas Vaseline leicht einzufetten.

In der Einlaufperiode der Kommutatoren setzt sich oft ein feiner Kupferüberzug auf der Gleitfläche der Kohlebürsten fest. Dieser Kupferüberzug muss stets durch Abwischen entfernt werden.

b) Betriebszustand.

Der *Betriebszustand* kann als erreicht und die Einlaufsperiode als beendet angesehen werden, sobald der Kommutator anfängt, sich zu polieren und wenn dabei die Bürsten ruhig laufen, ohne zu funken. Es genügt dann in vielen Fällen, den Kommutator von Staub frei zu halten, von Zeit zu Zeit mit etwas Benzin und einem reinen Lappen abzureiben und hierauf neu einzufetten.

Der gut eingelaufene Kommutator soll eine glatte, hochglänzende Oberfläche zeigen und sich etwas fettig anfühlen. Er soll im Dauerbetrieb sich nicht mehr als 60° C. (nach den Verbandsvorschriften) über die Aussentemperatur erwärmen. Die Temperaturen des Kommutators sind übrigens geringer, als es die oberflächliche Berührung des blanken Metalls vermuten lässt, daher verlasse man sich nur auf eine genaue Thermometermessung (vergl. Normalien des Verbandes Deutscher Elektrotechniker für Prüfung elektrischer Maschinen).

Bei jedem Stillsetzen der Maschine ist der Kommutator mit einem reinen, nicht fasernden und mit Benzin angefeuchteten Lappen abzuwischen. Hierdurch soll die Schmutzhaut entfernt werden, die sich durch Vermengen des Staubes mit der, wenn auch geringen, Einfettung des Kommutators bildet.

Um bei Maschinen mit Metallbürsten Fressen von Metall auf Metall zu verhindern, ist der Kommutator vor Wiederinbetriebsetzung durch einen mit säurefreiem Oel befeuchteten, sauberen Lappen leicht einzufetten und mit einem trockenen Tuche nachzureiben. Auf andere Weise darf Oel nie an den Kommutator gebracht werden.

Bei Maschinen mit Kohlebürsten empfiehlt es sich, den Kommutator von Zeit zu Zeit leicht mit Vaseline zu schmieren, zumal wenn die Bürsten, statt zu gleiten, rasseln und in Vibration geraten. Sollte es sich ausnahmsweise einmal herausstellen, dass die Kohlebürsten bei eingefettetem Kommutator schlechter laufen als bei trockenem Kommutator, dann unterlässt man das Einfetten. Im allgemeinen aber übt in den weitaus meisten Fällen das Einfetten des Kommutators selbst bei ganz beliebigen Kohlenmarken und Halterkonstruktionen einen ausgezeichneten Einfluss aus auf das Erzielen einer hochglanzpolierten Kommutatoroberfläche.

Alle anderen Schmiermittel sind zu verwerfen, da sie fast stets durch Ueberziehen der Kommutatoroberfläche mit einer den Uebergangswiderstand verändernden Fettschicht mehr Schaden anrichten, als sie durch Verminderung der Bürstenreibung nützen.

II. Bürsten.

Ausser der richtigen Behandlung des Kommutators selbst ist fernerhin die Wahl des richtigen Bürstenmaterials und ein korrektes Einstellen und Behandeln der Bürsten für das gute Arbeiten der Maschine von grösster Wichtigkeit.

Für den Ersatz der Bürsten darf nur die ursprünglich gelieferte Bürstenmarke verwendet werden.

Die Federn, welche die Bürsten andrücken, müssen richtig gespannt sein. Sind sie zu lose, so entstehen leicht Funken am Kommutator (vergl. Seite 28), sind sie übermässig fest, so tritt zu starke Erwärmung sowie zu rasche Abnutzung der Bürsten und des Kommutators ein.

Besonders ist darauf zu achten, dass die Stromleitung zwischen Bürste und Bürstenbolzen überall einen guten Kontakt besitzt, um starke Erwärmung und Ausbrennen der gegeneinander reibenden Teile zu vermeiden, wenn sie zur Stromführung mit herangezogen werden. Kohlen, welche für diese Stromleitung mit Verbindungskabeln ausgerüstet sind, werden zweckmässig bei der Reinigung nicht immer aus ihren Haltern entfernt, damit nicht die Kabel der Kohlen beschädigt werden.

Neu eingesetzte *Kohlebürsten* müssen genau entsprechend der Rundung des Kommutators durch Glaspapier eingeschliffen werden, welches (mit der Glasseite der Kohle zugekehrt) zwischen

Kohle und Kommutator geklemmt, hin- und hergezogen wird. Es muss hierbei nach Fig. 2 aufliegen; beim Bewegen nach Fig. 3 würden fälschlich die Ecken der Kohle mit abgeschliffen werden.

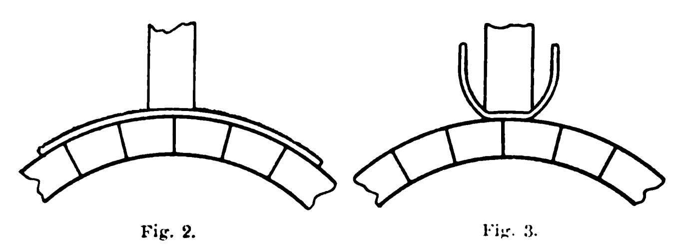


Fig. 2. Fig. 3.

Schmirgelpapier anstelle von Glaspapier ist nicht zu empfehlen, da sich losgelöste Schmirgelteilchen leicht in der Kohle festfressen.

Bei Verwendung neu eingeschliffener Kohlebürsten empfiehlt es sich, das erste Mal möglichst langsam auf Last zu gehen, damit die Kohlebürsten Zeit haben, sich etwas einzulaufen.

Vor etwaigem Abnehmen ist es zweckmässig, die Bürsten und Halter zu nummerieren, damit die einmal eingelaufenen Bürsten ihre alte Lage zum Kommutator stets wieder erhalten. Ist die Stellung der Kohlebürsten zum Kommutator auch nur etwas verändert worden (sei es durch Abheben, Nachstellen oder Herausnehmen und dergl. mehr), so müssen die Kohlebürsten vor Ingangsetzen der Maschine sorgfältig aufs neue nachgeschliffen werden.

Kupfergewebebürsten ohne Imprägnierung werden zweckmässig von Zeit zu Zeit in Benzin gewaschen, getrocknet und hierauf mit einer scharfen Schere von dem an der Vorderkante entstandenen Grat gesäubert.

Kupfergewebebürsten mit Imprägnierung dürfen nicht in Benzin gewaschen werden, damit die Imprägnierung nicht leidet. Sie sind nur von Zeit zu Zeit von dem Grat zu befreien.

In manchen Fällen ist es zweckmässig, *Doppelbürstenhalter* zu verwenden. Dieselben bestehen aus einem Bürstenhalter, der eine Kupfergewebebürste und eine Kohlebürste trägt, von denen die erstere hauptsächlich zur Stromabnahme dient, während die letztere den Zweck hat, eine Neigung der Maschine zur Funkenbildung zu verringern.

Die Bürstenhalter müssen sich nach Lösen der Klemmschraube leicht auf ihren Bolzen drehen lassen, damit das *Einstellen der Bürsten* ohne ruckweise Bewegung der Bürsten ganz gleichmässig und mit feinem Druckgefühl der Hand erfolgen kann. Die Einstellung hat zunächst genau nach der an jeder Maschine für Leerlauf angebrachten Marke zu geschehen. Dann sind die Bürsten, um funkenlosen Gang zu erzielen, bei Generatoren im Sinne der Drehrichtung etwas nach vorn, bei Motoren etwas nach hinten zu verschieben. Bei Maschinen mit stark veränderlicher Spannung (Zusatzmaschinen) sind die Bürsten mit steigender Stromstärke oder sinkender Spannung oft in erheblicher Weise zu verstellen.

Die richtige Einstellung der Doppelbürsten ist folgendermassen zu ermitteln. Zunächst lässt man die Maschine nur mit Kupferbürsten laufen und stellt diese, wie oben angegeben, auf möglichst funkenfreien Gang ein. Hierauf setzt man die Kohlebürsten derart ein, dass sie sich fast unmittelbar an die Spitzen der Gazebürsten anlegen, ohne jedoch durch letztere in ihrer freien Beweglichkeit gehindert zu sein. Ist der Abstand zwischen Gaze- und Kohlebürsten zu gross, so erhitzen sich die Kohlebürsten. Aus demselben Grunde ist darauf zu achten, dass sich die Doppelbürsten nicht mit zu geringem Druck an den Kommutator anlegen, und die Gazebürsten nicht ausser Kontakt mit dem Kommutator geraten. Werden aus irgend einem Grunde die Bürsten aus dem Halter entfernt. so muss ihre Neueinstellung wieder zunächst ohne Kohlebürsten erfolgen, wie vorstehend angegeben.

Die Regulierung der Spannung oder der Umdrehungszahl darf nur mit dem Regulierwiderstand, niemals aber durch Verstellen der Bürsten geschehen. Letzteres darf vielmehr nur zum Erzielen funkenfreien Ganges der Maschine erfolgen.

Auf genaue Winkelteilung des Kommutatorumfanges durch die verschiedenen Bürstengruppen ist streng zu achten. Zum Einstellen bedient man sich am besten eines Papierstreifens, dessen Länge gleich dem Kommutatorumfang, geteilt durch die Polzahl ist.

Sämtliche Bürsten der einzelnen Bolzen sollen so gegeneinander versetzt sein, dass stets die ganze Kommutatoroberfläche bestrichen wird und nirgends unbenutzte Ringe entstehen.

Das *Feuern der Bürsten* kann verschiedene Ursachen haben. Man hat zu unterscheiden zwischen den im Betriebe häufiger auftretenden Störungen und den selteneren Sondererscheinungen. Bevor man irgendwelche Aenderungen an der Maschine vornimmt, stelle man zuerst ganz genau fest, worin die Ursachen des schlechten Arbeitens liegen und richte danach seine Vorkehrungen

a) *Häufiger auftretende Störungen.* Bei *ungenügender Reinigung* des Kommutators bildet sich auf den Lamellen zunächst eine Schmutzschicht, die infolge Vergrösserung des Uebergangswiderstandes zu Bürstenfeuer und zu starker Erwärmung und schliesslich zu Deformationen des Kommutators führt. Die Reinigung des Kommutators ist bereits vorstehend besprochen.

Durch *Deformationen* des Kommutators (s. S. 26—27) wird stets ein heftiges Bürstenfeuer hervorgerufen.

Sodann kann Bürstenfeuer entstehen infolge von *Ueberlastung.* Sie kann beispielsweise hervorgerufen werden durch Benutzen von Bürsten mit zu kleinem Querschnitt (vergl. die Angaben über Bürsten im Avis, welches der Lieferung von Maschinen meist beigegeben wird) oder durch dauernde Ueberlastung der Maschine (durch Ampèremetermessung festzustellen) oder schliesslich durch fahrlässiges, dauerndes Abheben einer Bürste aus einer Bürstengruppe.

Fernerhin kann eine Veränderung der Oberfläche des Kommutators in chemischen und metallurgischen Betrieben durch die *Einwirkung von Dämpfen oder Gasen auf die Metallteile des Kommutators* veranlasst werden. Zu starke Erwärmung ist in diesem Falle noch besonders dadurch schädlich, dass die chemischen Einflüsse bei höherer Temperatur bedeutend an Wirksamkeit zunehmen. Ist die Verwendung von geschlossenen Maschinen nicht angebracht, so hilft in solchen Betrieben nur häufiges und sorgfältiges Reinigen der Schleifflächen.

In vielen Fällen ist die Aufstellung der Maschine nicht genügend erschütterungsfrei oder die Glimmerlamellen des Kommutators stehen über die Kupferlamellen vor, oder die Schrauben der Bürstenhalter haben sich gelockert, so dass ein *Vibrieren der Bürsten* eintritt. Wenn zufällig das Produkt aus Lamellenzahl und sekundlicher Umdrehungszahl ein einfaches Vielfaches der Eigenschwingungszahl der Bürstenfeder ist, so treten leicht Schwingungen der Bürsten auf, weil alsdann Resonanzerscheinungen die Wirkung des immerhin vorhandenen minimalen Impulses verstärken. (Einsetzen einer stärkeren Feder im Bürstenhalter.)

b) *Sondererscheinungen.* Zu den Sondererscheinungen gehören die Störungen durch Kurzschluss oder Unterbrechung im Anker und durch Veränderung der Kommutationsverhältnisse. Alle diese Erscheinungen geben ebenfalls Veranlassung zu Bürstenfeuer.

Besteht durch Gratbildung (vergl. S. 27) ein *Kurzschluss zwischen zwei Kommutatorlamellen,* so macht sich dies kenntlich durch umlaufendes Feuer an dieser Stelle des Kommutators (sog. Ziehfeuer) und durch Erwärmung der betreffenden Ankerspule, die sich bis zum Ausbrennen steigern kann. (Das letztere tritt natürlich auch ein bei einem Kurzschluss in der Spule selbst.)

Drahtbruch in der Ankerwicklung oder in der Verbindungsleitung zwischen Ankerwicklung und Kommutator macht sich geltend durch heftiges, klatschendes Bürstenfeuer, das nacheinander an den Bürsten der einzelnen Bolzen auftritt und sich in kürzester Zeit an dem betreffenden Segment durch starke Brandstellen markiert.

In beiden Fällen muss der Anker sofort zur Reparatur kommen, die sich am besten in der Fabrik ausführen lässt.

Die *Kommutationsverhältnisse* einer Maschine werden *verändert* durch die Anordnung zu kleiner Bürsten oder durch die

Wahl falschen Bürstenmaterials, durch unrichtige Bürstenstellung (vergl. S. 28) und ungleiche Teilung des Kommutatorumfanges durch die Bürstengruppen (vergl. S. 28), durch den Betrieb mit falschen Feldstärken, durch exzentrische Lagerung des Ankers, sowie durch ungleichen Abstand der einzelnen Polspitzen voneinander.

Der *Betrieb mit falschen Feldstärken* (z. B. dauerndes Schwächen der normalen Felderregung durch Widerstände zur Erzielung einer höheren Umlaufszahl) ist durchaus unstatthaft, da Gleichstrommaschinen in bezug auf Funkenbildung, Bürstenverschiebung und elektrische Stabilität bei Lastschwankungen am besten bei denjenigen magnetischen Verhältnissen, also bei derjenigen Spannung und Tourenzahl laufen, für welche sie berechnet sind.

Eine Maschine, die mit geschwächter Erregung läuft, arbeitet im unteren, geradlinigen labilen Teile der Charakteristik und weist bei Aenderung der Last gegenüber normalen Maschinen bekanntlich verstärkte Spannungsschwankungen auf. Dies rührt daher, dass bei einer Maschine mit schwachem Magnetfeld die Ankerrückwirkung in viel höherem Masse zur Geltung kommt und daher bei einer Belastungssteigerung die Spannung sinkt, so dass demzufolge auch die ohnedies schon geschwächte Erregung abfällt, woraus ein weiteres Sinken der Spannung folgt. Die Maschine ist demnach ausserordentlich labil und erfordert wegen des schwachen Feldes ausserdem erhebliche Bürstenverschiebungen, wenn nicht ein heftiges Bürstenfeuer eintreten soll.

Schliesslich dürfen Maschinen, die mit abgeschwächtem Felde arbeiten, zufolge § 25 der Normalien (des „Verbandes Deutscher Elektrotechniker") für die „Prüfung von elektrischen Maschinen", nicht überlastet werden. Etwas günstiger werden die Verhältnisse nur, wenn durch das Vorhandensein einer Batterie die Lastschwankungen zum Teil von der Batterie mit übernommen, also alle Spannungsschwankungen gemildert werden. Ausserdem bleibt dann die Erregerspannung durch Fremderregung der Maschine von der Batterie aus konstant.

Eine *exzentrische Lagerung des Ankers* ist durch Nacharbeiten oder Auswechseln der Lagerschalen sofort abzustellen. In vielen Fällen ist die erste Veranlassung zum Auslaufen des Lagers in zu starkem Riemenzug zu suchen.

Ergibt sich durch Nachmessen ein *verschiedener Abstand der einzelnen Polspitzen* voneinander, so müssen die letzteren nachgearbeitet werden.

Zum Schluss kann nicht nachdrücklich genug darauf hingewiesen werden, dass ein Urteil über den Gang der Maschine erst dann gefällt werden kann, wenn ein tatsächlich absolut runder und tadellos glatt laufender Kommutator mit ruhig aufliegenden Bürsten vorhanden ist.

Kleinere Mitteilungen.

Das Parallelarbeiten von Transformatoren bei Dreieck- und Sternschaltung.

In No. 2 des „Electrical World and Engineer" vom 9. Juli 1904 bringen *A. E. Kennelly* und *S. E. Whiting* einen kurzen Aufsatz über das Parallelarbeiten von Drehstromtransformatoren bei verschiedenen Schaltungsweisen, dem wir folgendes entnehmen:

Bekanntlich gibt es vier Arten, in denen die primären und sekundären Spulen eines Drehstromtransformators geschaltet werden können. Wählt man für die Dreieckschaltung das Zeichen

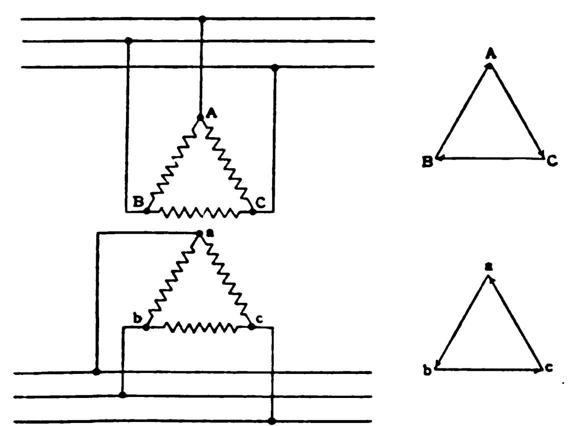


Fig. 1. Drehstromtransformator in ΔΔ-Schaltung und Spannungsdiagramm.

Δ und für die Sternschaltung das Zeichen Y, so kann man diese vier Arten kurz bezeichnen als $\Delta\Delta$, ΔY, YY und $Y\Delta$-Schaltung. Fig. 1—4 mögen diese Arten schematisch darstellen und gleichzeitig das Diagramm der Spannungen geben.

In der Schaltungsweise 1 und 3, also $\Delta\Delta$ und YY, ist das Uebersetzungsverhältnis gegeben durch das Verhältnis der primären und sekundären Windungszahlen, für die ΔY-Schaltung ist das Uebersetzungsverhältnis $\sqrt{3} = 1{,}732$ und für die $Y\Delta$-Schaltung $\frac{1}{\sqrt{3}} = 0{,}5774$ mal dem Verhältnis der Windungszahlen. Infolge dieses ungewöhnlichen Verhältnisses ergeben sich meistens von den gebräuchlichen Spannungen abweichende Werte, und die beiden letzteren Schaltungsweisen werden nur in speziellen Fällen angewendet.

Wenn zwei oder mehrere Drehstromtransformatoren zwischen denselben Hoch- und Niederspannungskreisen parallel arbeiten

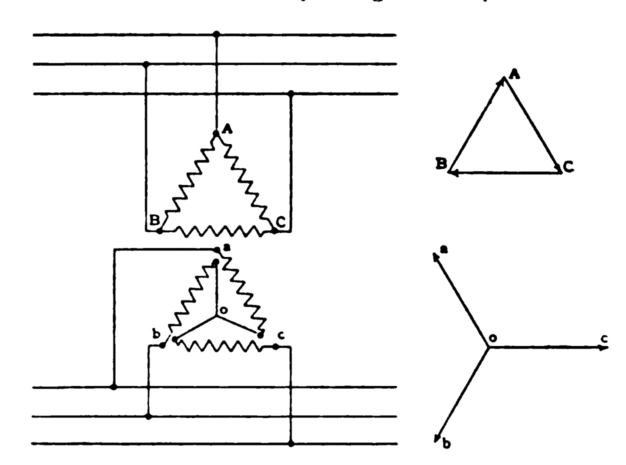


Fig. 2. Drehstromtransformator in Δ Y-Schaltung und Spannungsdiagramm.

sollen, so müssen zunächst die Uebersetzungsverhältnisse bei allen Transformatoren übereinstimmen; neben der Gleichheit der

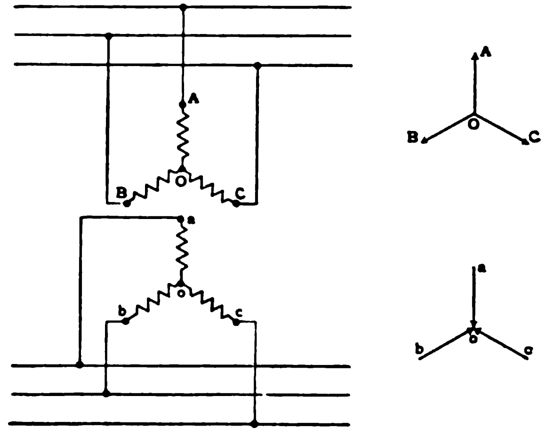


Fig. 3. Drehstromtransformator in Y Y-Schaltung und Spannungsdiagramm.

Spannungen muss auch Gleichheit der Phasen vorhanden sein

Im ganzen gibt es zehn Arten, in denen zwei Drehstrom-

transformatoren parallel geschaltet werden können; davon gestatten sechs Arten ein Zusammenarbeiten, nämlich:

1. $\Delta\Delta - \Delta\Delta$ 3. $\Delta Y - \Delta Y$ 5. $\Delta\Delta - YY$
2. $YY - YY$ 4. $Y\Delta - Y\Delta$ 6. $\Delta Y - Y\Delta$

Dagegen ist es unmöglich, mit den folgenden vier Arten einen Parallelbetrieb durchzuführen, nämlich:

7. $\Delta\Delta - Y\Delta$ 9. $YY - \Delta Y$
8. $\Delta\Delta - \Delta Y$ 10. $YY - Y\Delta$

Da zwei Generatoren, von denen der eine in Δ, der andere in Y geschaltet ist, ohne weiteres parallel geschaltet werden können, so müsste man eigentlich diese Möglichkeit auch bei Transformatoren erwarten; allein bei den Generatoren gestattet die mechanische Kupplung ein Nachgeben in der relativen Lage von Anker und Feld in dem Masse, wie es zum Parallelbetrieb

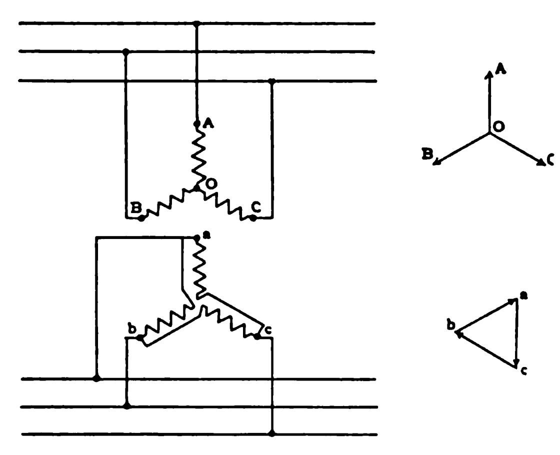


Fig. 4. Drehstromtransformator in $Y\Delta$-Schaltung und Spannungsdiagramm.

erforderlich ist; bei den Transformatoren ist ein solches Einstellen infolge der verschiedenen Beziehung zwischen Feld und Spule ausgeschlossen.

Wollte man, wie es in Fig. 5 angedeutet ist, den Versuch machen, zu zwei parallel geschalteten Transformatoren ($A\,B\,C$ und $A'\,B'\,C'$) in $\Delta\Delta - \Delta\Delta$-Schaltung einen dritten Transformator ($A''\,B''\,C''$) in ΔY-Schaltung zuzuschalten, etwa um im sekundären Kreise einen neutralen Punkt zu gewinnen, so wird dies nicht auszuführen sein, ohne dass sich ein heftiger Kurzschluss einstellt.

Zeichnet man sich die Spannungsverhältnisse bei den vier Arten, die nicht parallel arbeiten wollen, schematisch auf, so kommt man immer zu einer Lage, wie sie in Fig 6 gegeben ist. $a\,b\,c$ gibt das sekundäre Spannungsdiagramm eines $\Delta\Delta$geschalteten Transformators, $a'\,b'\,c'$ entsprechend dasjenige eines ΔY-geschalteten Transformators. Beide Drehstromtransformatoren sind primär an dasselbe Netz angeschlossen. In dem zweiten Diagramm sind daher die Phasenspannungen entsprechend parallel den Seitenspannungen des ersten Transformators, also

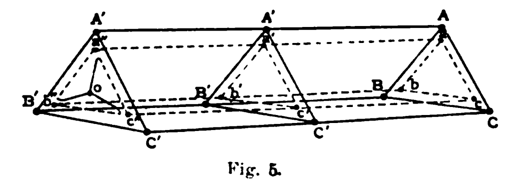


Fig. 5.

$$o\,a' \parallel c\,a, \quad o\,b' \parallel a\,b, \quad \text{und} \quad o\,c' \parallel b\,c.$$

Die Linienspannungen $a'\,b'$, $b'\,a'$, $c'\,a'$ sind gegenüber den Spannungen $a\,b$, $b\,c$, $c\,a$ um einen Winkel von 30° verschoben.

Wollte man nun den Versuch machen, beide Transformatoren zusammenzuschalten, indem man zunächst b' mit b verbindet, so legen sich die beiden Spannungsdiagramme aufeinander, wie es Fig. 7 zeigt.

Angenommen, die Spannung zwischen zwei Leitern betrage sekundär 100 Volt, also jede Dreiecksseite in $a\,b\,c$ und $a'\,b'\,c'$ stelle eine Spannung von 100 Volt dar, so kann man die Spannungen, die zwischen den vier Punkten a, c, a' und c' herrschen, wenn b und b' auf dasselbe Potential gebracht sind, unmittelbar der Figur entnehmen.

Es ergeben sich die Spannungen zwischen

a'	und	a	zu	51,76 Volt	(165°)
c'	„	a	„	51,76 „	(135°)
c	„	c'	„	51,76 „	(105°)
c	„	a'	„	141,40 „	(135°).

Das Ergebnis ist das gleiche, als ob man zwei Generatoren zusammenschalten wollte, deren Spannungen eine Phasenverschiebung von 30° besitzen. Auch diese können nicht zusammen

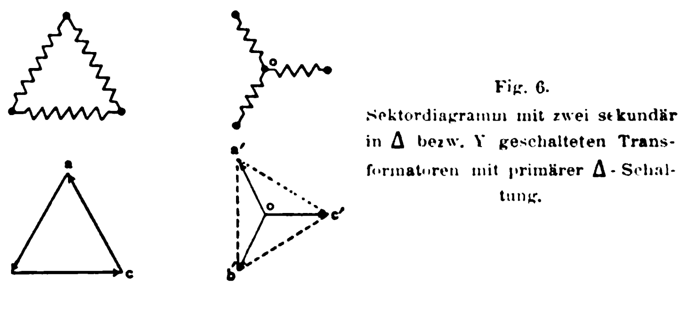


Fig. 6. Sektordiagramm mit zwei sekundär in Δ bezw. Y geschalteten Transformatoren mit primärer Δ-Schaltung.

arbeiten, solange die Phasenverschiebung aufrecht erhalten bleibt.

Verbindet man b' statt mit b mit c oder a, so erhält man die in Fig. 8 und Fig. 9 dargestellten Spannungsdiagramme und man ersieht daraus ohne weiteres, dass die Verhältnisse nur noch schlimmer geworden sind. In den Figuren sind die Zahlenwerte der Potentialdifferenzen eingetragen.

Wollte man in dem günstigsten Falle von Fig. 7 ausser b' mit b noch a' mit a und c' mit c verbinden, so schaltet man Punkte zusammen, die eine Spannungsdifferenz von 51,76 Volt

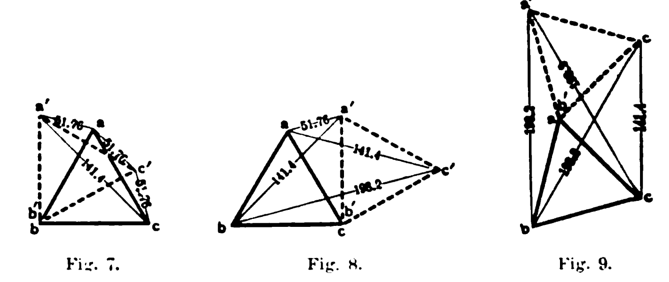


Fig. 7. Fig. 8. Fig. 9.

Fig. 7. Sekundäres Spannungsdiagramm zweier in $\Delta\Delta$ und ΔY geschalteter Transformatoren, b' mit b zusammengeschaltet.
Fig. 8. Sekundäres Spannungsdiagramm, b' mit c zusammengeschaltet.
Fig. 9. Sekundäres Spannungsdiagramm, b' mit a zusammengeschaltet.

besitzen und der unmittelbare Ausgleich dieser Spannungen wird Ströme zur Folge haben, die jedenfalls vielmal grösser sind als der Strom bei Vollast. Der gleiche Versuch bei zwei Generatoren durchgeführt, hat wohl auch grosse momentane Kurzschlussströme zur Folge, aber die mechanische Folge ist ein ruckweises Zurückhalten bezw. Nachziehen der rotierenden Teile, wodurch die Spulen in gleiche Phase kommen und die Ausgleichsströme verschwinden.

Diese theoretisch abgeleiteten Ergebnisse lassen sich im kleineren Masstabe praktisch messen und ergeben tatsächlich innerhalb der Genauigkeit der Ablesungen die Grösse der Potentialdifferenzen.

Elektrische Kraftübertragung zu Guanajuato in Mexiko.

In den Heften 6, 7 und 8 des „Electrical World and Engineer" vom August 1904 berichtet *Robert Mc F. Doble* über eine Kraftübertragungsanlage in den Staaten Michoakan und Guanajuato der Republik Mexiko, die in ihrer Gesamtausführung sehr viel Interessantes bietet. Die ersten Pläne stammen von *Leonard E. Curtis*, der vor vier Jahren sich einige Zeit in der alten interessanten Stadt Guanajuato mit grossen Silberbergwerksanlagen aufhielt und hier mit Verwunderung von den hohen Preisen

Kenntnis erhielt, die für die zum Bergbau erforderliche mechanische Kraft bezahlt werden musste. Er erkannte sofort, dass hier ein günstiger Boden für eine elektrische Kraftanlage im grossen Stil sei, falls in passender Entfernung genügend Wasserkräfte aufzufinden wären.

Diese Wasserkraft fand sich in einer Entfernung von 168 km von Guanajuato im Duero, der aus der Vereinigung des Camecuaro und Chilchota entsteht. Diese beiden Flüsse strömen in der Nordecke des Tangancicuara-Tales, einer hoch gelegenen, rings von hohen, meist vulkanischen Bergen umgebenen Felswildnis zusammen, durchbrechen einen Felsriegel aus Basaltblöcken und stürzen sich in wildem Laufe als Duero in das 130 m tiefer gelegene Zamora-Tal hinab. Eine Reihe sorgfältiger Untersuchungen ergab, dass der Fluss auch in trockenen Zeiten, gespeist von vielen hochgelegenen Bergseen und dank seinem ungemein ausgedehnten Quellgebiet so viel Wasser führe, dass eine Wasserkraftanlage von 8000 PS ausführbar sei. Dabei musste noch Rücksicht genommen werden auf die dem Flusse insbesondere durch drei grössere Kanäle entnommene Wassermenge, die für Bewässerung und Berieselungsanlagen diente; deren Betrieb musste stets gewährleistet bleiben. Damit nun die behördlich konzessionierte Wassermenge nicht überschritten würde, musste in den Oberwasserkanal eine Vorrichtung eingebaut werden, die es gestattet, die entnommene Wassermenge zu kontrollieren und die den Ueberschuss durch genau eingestellte Ueberfallschützen selbsttätig dem Flusse wieder zuführt.

Der Oberwasserkanal beginnt unmittelbar unterhalb des Zusammenflusses der beiden obengenannten Flüsse. Es wurde in das Flussbett in 1662 m Seehöhe ein Staudamm aus vulkanischen, durch Zement verbundenen Steinblöcken aufgeführt. Der Damm hat 80 m Länge und ist in Form eines rund 52° umfassenden Kreisbogens aufgeführt. Der Kanal selbst hat 6650 m Länge, trapezförmigen Querschnitt und 4 m Sohlenbreite und eine Tiefe von 2,1 m. Das Böschungsverhältnis der Seitenwände ist da, wo der Kanal aus weichem Boden ausgehoben ist, 1 : 1, da wo er in Felsen gesprengt ist, 0,5 : 1, und da wo er ausbetoniert ist, 0,2 : 1; das Gefälle beträgt gleichmässig über die ganze Länge 1 : 2500. Die bei einer Durchschnittsgeschwindigkeit von 0,6 bis 0,9 m/sek geförderte Wassermenge beträgt 8 cbm/sek. Zum Zwecke der Reinigung des Wassers ist kurz nach dem Beginne des Kanals, unmittelbar an die schon oben besprochene Kontrollvorrichtung sich anschliessend, das Bett erweitert und vertieft, damit der Sand und sonstige Verunreinigungen bei der stark verminderten Strömungsgeschwindigkeit sich zu Boden setzen. Der dadurch angesammelte Schlamm kann durch sechs Ventile von je 45 cm Durchmesser ausgewaschen werden. Der Kanal verläuft sodann stets auf der Südseite des Tales, unterschreitet eine Strasse durch eine steinerne Brücke von 11 m Spannweite und wird im weiteren Verlaufe durch einen steinernen Aquädukt über einen Bach hinweg geführt. In der Nähe dieser Stelle ist ein zweiter Ueberfall nebst Vorrichtung zum Absetzen des Sandes vorgesehen.

Am unteren Ende des Kanals ist noch ein Sammelbehälter angeschlossen, der in den Zeiten geringen Kraftbedarfs den Ueberschuss an Wasser aufnimmt und sich dadurch selbsttätig füllt und damit für die Zeiten grössten Kraftbedarfs eine Reserve bildet. Der Kanal mündet schliesslich in einen gemauerten Behälter, aus dem das Wasser durch Schützen in zwei elliptische Ansätze fliesst, die sich ganz allmählich verengen und in grosse ovale Rohrleitungen übergehen, die den Anfang der Druckleitung bilden. Diese Anordnung gestattet es, die Wassergeschwindigkeit langsam zu erhöhen und verhütet schädliche Wirbelbildung und das Mitreissen von Luft in die Druckröhren.

Die Druckleitung ist 1100 m lang und ohne jede seitliche Krümmung gebaut und mit nur ganz geringen Richtungsänderungen in vertikaler Richtung. Sie ist in ihrer ganzen Länge in einem tiefen Graben verlegt und sorgfältig mit Erde umstampft worden. Der Durchmesser der Röhren verringert sich von 1750 mm am Anfang auf 1450 mm am Ende, gleichzeitig nimmt die Wandstärke von 8 mm auf 16 mm zu. Die ganze Rohrleitung ist aus einzelnen Stahlplatten zusammengesetzt, die strengen Prüfungen auf Festigkeit unterzogen waren. Die aus Deutschland bezogenen Platten waren in der Maschinenfabrik von *Holthoff* zu Cudahy, Wis., zubereitet, d. h. gebogen und mit den Bohrungen für die Niete versehen worden. Im ganzen waren es 480 Stück, die in der Fabrik durch hydraulische Nietmaschinen zu je drei mit doppelten Nietreihen zu 8,4 m langen Rohrstücken zusammengenietet wurden. Alle einzelnen Stücke wurden dann genau nummeriert und gezeichnet. Der Aufbau vollzog sich vom Maschinenhause aus und wurde das Zusammennieten der Rohre in einfacher Reihe von zwei sehr geübten Arbeitern ausgeführt. Innerhalb eines Tages konnte gerade eine Nietreihe vollendet werden. Nachdem die Rohrleitung bei der Druckprüfung sich als tadellos gezeigt, wurde sie mit Erde zugeschüttet in den frühesten Morgenstunden, wo sie kalt war und ihre geringste Länge angenommen hatte.

Das Maschinenhaus ist ein massiver Steinbau, der ziemlich tief in einer künstlichen Bodenmulde gelegen ist. Da nämlich die Druckleitung in ihrem letzten Abschnitt nur geringes Gefälle hatte, erwies es sich als vorteilhafter, das ganze Maschinenhaus tiefer zu legen, als die starkwandige und daher sehr kostspielige Druckleitung zu verlängern. Die Abmessungen des Maschinenhauses sind 65 m Länge, bei 10,5 m Breite; am östlichen Ende ist durch eine Mauer der Transformatorenraum abgetrennt, der 13 m lang ist. Im Hauptraum sind vier grosse Maschinensätze, bestehend aus je einem Drehstromgenerator direkt gekuppelt mit zwei Turbinen aufgestellt. Die Wasserkraftmaschinen sind *Pelton*-Räder von der *Pelton-Wasserräderfabrik* in Philadelphia. Jedes dieser Räder, das 1125 PS im Maximum zu leisten vermag, besitzt am Umfang 15 grosse, 61 cm breite, 115 kg schwere Schaufeln, die einem Wasserstrahl ausgesetzt sind, der, 15 cm stark, die Rohrmündung unter 10 Atm. Druck mit einer Geschwindigkeit von nahezu 40 m i. d. Sekunde verlässt. Die Wasserzufuhr wird von Hand geregelt und dem Kraftbedarf angepasst. Die massive Achse hat an den Enden, wo die Wasserräder aufgekeilt sind, 30 cm Durchmesser, in der Mitte, wo das Magnetrad der Dynamomaschine sitzt, 40 cm. Sie ist von zwei Lagern mit Ringschmierung und Wasserkühlung getragen, von denen jedes 90 cm lang ist. Die Dynamomaschinen von nominell 1250 KW-Leistung, aber für eine beständige Ueberlastung von 25 v. H. gedacht, sind von der *General Electric Company* zu Schenectady gebaut. Sie haben ein rotierendes Magnetrad und erzeugen bei 200 Umdrehungen, entsprechend 60 Perioden, Drehstrom von 2300 Volt Spannung. Den Gleichstrom für die Erregung liefern zwei Gleichstrom-Dynamomaschinen von 120 KW Leistung, bei 500 Umdrehungen, die durch eigene Turbinen angetrieben werden. Da eine Maschine zur Erregung der vier Generatoren genügt, so dient die zweite als Reserve.

Der Strom geht von den Maschinen durch Oelunterbrecher für 600 Amp. zum Schaltbrett und von da zu den Transformatoren in Bleikabeln, die im Boden verlegt sind. Die Transformatoren, ebenfalls von der *General Electric Company* in Schenectady geliefert, besitzen eine Leistung von 1080 KW und sind primär im Dreieck, sekundär in Stern geschaltet. Sie besitzen Oelisolation und sind durch Wasser gekühlt. Sie erhöhen die Spannung bis auf 60 000 Volt. Der neutrale Punkt ist geerdet. Der hochgespannte Strom geht durch die im Innern des Gebäudes angebrachte Blitzschutzvorrichtung und verlässt sodann das Maschinenhaus durch grosse kreisrunde Oeffnungen in der Mauer. Nachdem er schliesslich noch die Schalter, die aussen an der Mauer befestigt sind, passiert hat, geht er auf die Freileitung über.

Die 161 km lange Hochspannungsfreileitung mit 60 000 Volt Spannung unterscheidet sich von den gewöhnlich ausgeführten Leitungen in manchen Dingen. Als Leitungsmaterial wurde ein aus 19 hartgezogenen Kupferdrähten verseiltes Kabel von 9,5 mm Durchmesser verwendet, das in einzelnen Stücken von 3000 m Länge von der *Ansonia Metall- und Kupfer-Fabrik* zu Ansonia, Conn, geliefert worden war. Die Stücke wurden nicht verlötet, sondern die Enden wurden verdrillt und über die Verbindungsstelle wurde ein elliptisches 30 cm langes Kupferrohr geschoben.

Die Isolatoren, auf denen die Kabel in Rinnen festgebunden waren, waren von der *Isolatorenfabrik von Locke* in Victor, N.-Y., hergestellt. Sie bestehen aus vier Teilen und besitzen einen grössten Durchmesser von 350 mm. eine Höhe von 300 mm und ein Gewicht von 6,5 kg. Sie mussten eine Prüfspannung von 120 000 Volt fünf Minuten lang aushalten. Die drei Leitungen sind in Gestalt eines gleichseitigen Dreiecks von 1950 mm Seitenlänge angeordnet, indem die Isolatoren auf Profileisenstäben befestigt sind. Die Träger der Isolatoren befinden sich auf im allgemeinen 12 m hohen quadratischen nach oben sich verjüngenden Türmen, die in bekannter Weise aus Profileisen konstruiert sind. Die einzelnen Türme haben einen Abstand von 135 m. Nur in der Nähe von Guanajuato selbst wurden wegen der dortigen Bodenbeschaffenheit 18 m hohe Türme mit einem Abstand bis zu 400 m verwendet. 3 m unterhalb der Kraftleitung ist eine Telephonleitung verlegt, die zur Vermeidung von Induktion so verdrillt ist, dass eine Umdrehung auf je vier Türme kommt. Die Hochspannungsleitung selber ist nicht verdrillt. Die ganze Anlage ist in vier Abschnitte zerlegt worden von je rund 40 km, zwischen denen Trennungsschalter vorgesehen sind.

Zu Guanajuato wird die Hochspannung in die Unterstation in gleicher Weise eingeführt wie in die Kraftzentrale, auch hier sind Trennungsschalter und Blitzableiter vorgesehen. In der Unterstation wird der Strom durch Transformatoren von 970 KW auf 15000 Volt heruntertransformiert und dann von einem Schaltbrett aus sechs Verteilungsnetzen durch Schalter und Blitzableiter zugeführt. Dieses sekundäre Hochspannungsnetz besteht aus massiven Kupferdrähten, die auf Porzellanisolatoren von 140 mm Durchmesser verlegt sind. Dieselben sind auf 9—10 m hohen Holzstangen befestigt.

In den Bergwerksanlagen und -Betrieben wird der elektrische Strom für Motorzwecke verwendet. Die Spannung wird durch Transformatoren auf 460 Volt heruntergesetzt. In der Stadt Guanajuato selbst dient für Beleuchtungszwecke ein Zweiphasennetz von 2100 Volt Spannung durch Drehstrom — Zweiphasenstromtransformatoren von 150 KW Leistung unter Verwendung eines Spannungsreglers in jeder Phase.

Eine Zweigleitung geht nach Irapuato, wo in einer Unterstation die Linienspannung durch vier ölisolierte luftgekühlte Transformatoren von 200 KW-Leistung auf 15000 Volt reduziert wird. Vier weitere Transformatoren von 75 KW-Leistung bringen die Spannung für Motorzwecke auf 460 Volt. Die elektrische Kraft wird hier für verschiedene technische Zwecke in Fabriken verwendet, sowie für Pumpen und Bewässerungsanlagen. Ferner wird durch zwei Transformatoren von 40 KW-Leistung der Strom für eine Beleuchtungsanlage bei 2200 Volt Spannung geliefert.

Durch diese grossartige Kraftanlage ist es gelungen, den Minenbetrieb der alten Bergwerksstadt Guanajuato, die während 350 Jahren beinahe ein Fünftel des gesamten Silberbedarfes geschafft hat, aber während der letzten Jahre infolge der hohen Kosten für Energie und der gleichzeitigen Silberentwertung nahezu ganz geruht hatte, neu zu beleben und zu frischer Blüte zu bringen.

Die Schwierigkeiten bei der Ausführung des Werkes waren sehr gross, nicht nur weil es nötig war, gewaltig grosse und schwere Massen — wog doch die untere Ankerhälfte jedes der vier Generatoren über 9 t und jedes Röhrenstück der Druckleitung je nach der Wandstärke 3,2 bis 5,5 t — über weite beinahe unwegsame Entfernungen zu schaffen, sondern vor allem weil das vorhandene Arbeitspersonal meist Indianer oder Halbblut von unglaublicher Trägheit und Indolenz war und sich für diese ungewöhnliche Arbeiten, die grosse Sorgfalt verlangten, schlecht verwenden liess. Dass trotzdem das Werk in der kurzen Zeit von anderthalb Jahren vollendet und in Betrieb genommen werden konnte, ist das Verdienst der unermüdlichen Bauleitung.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Ueber die Festigkeit veränderlich elastischer Konstruktionen, insbesondere von Eisenbeton-Bauten. Ein Beitrag zur Erforschung der inneren Kräfte und Deformationen sowie zum Gebrauch bei der Berechnung und Ausführung armierter Betonbalken, -Stützen und -Gewölbe. Von Ingenieur Dr. *Rudolf Saliger* Oberlehrer an der Kgl. Baugewerkschule Cassel. Mit 63 Textabbildungen und 5 Tafeln in Photolithographie. Stuttgart, 1904 Alfred Kröner. Preis geh. 4 Mk.

Lehrbuch der angewandten Perspektive. Ein Leitfaden für Bau- und Gewerbeschulen sowie für Architekten, Künstler und Bauhandwerker. Von *Jakob Billeter,* Lehrer der konstruktiven Perspektive an der Allgemeinen Gewerbeschule in Basel. Mit in den Text gedruckten Abbildungen und Tafeln. Basel. Helbing & Lichtenhahn vorm. Rich. Detloff. Preis geb. 5 Mk.

Die Fabrikation der Soda nach dem Ammoniakverfahren. Von *H. Schreib,* Fabrikdirektor. Mit 104 Abbildungen und 3 lithogr. Tafeln. Berlin, 1905. Julius Springer. Preis geb. 9 Mk.

Der Asphalt und seine Verwendung. Von Dr. *Julius Swoboda,* Technischer Chemiker. Mit 62 Abbildungen. Hamburg und Leipzig. Leopold Voss. Preis geh. 3 Mk.

Werkzeugstahl. Kurzgefasstes Handbuch über Werkzeugstahl im allgemeinen, die Behandlung desselben bei den Arbeiten des Schmiedens, Glühens, Härtens usw. und die Einrichtungen dazu. Für Eisenhüttenleute, Fabrikanten und Werkmeister gemeinverständlich bearbeitet von *Otto Thallner,* Hütteninspektor und Betriebschef der Werkzeugstahlfabrik in Bismarckhütte. Zweite Auflage. Mit 68 Abbildungen. Freiberg i. S., 1904. Craz & Gerlach (Joh. Stettner). Preis 4 M.

Konstruktionsstahl. Ein praktisches Handbuch über die Festigkeits-Eigenschaften von Stahl und Eisen. Auf Grund praktischer Erfahrungen bearbeitet zum Gebrauch in Werkstätten, für Hüttenleute, Ingenieure. Abnahmebeamte usw. von *Otto Thallner,* Hütteninspektor und Betriebschef des Gusstahlwerkes Bismarckhütte O.-S. Mit zahlreichen Abbildungen. Freiberg i. S., 1904. Craz & Gerlach (Joh. Stettner). Preis 8 Mk.

Ratgeber für Anfänger im Photographieren und für Fortgeschrittene. Von *Ludwig David,* kais. u. königl. Hauptmann der Artillerie. Mit 88 Abbildungen und 19 Tafeln. Siebenundzwanzigste bis neunundzwanzigste verbesserte Auflage. Halle a. S. Wilh. Knapp. Preis geh. 1,50 Mk.

Die Technischen Fachschulen Deutschlands. 4. verm. Aufl. Buchhandlung der Litterarischen Monatsberichte. Steglitz-Berlin.

Zuschrift an die Redaktion!

(Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion).

Bezugnehmend auf die Besprechung des von mir fabrizierten Apparates zur Regulierung der Gärtemperatur in den gesamten Betrieben der Gärungsindustrie, besonders für Brennereien und Hefefabrikanten, „Gärkontroller Vorwärts, System von *Rougemont*“, in Heft 46, S. 730, bitte ich Ihren werten Lesern bekannt zu geben, dass dieser Apparat in fast allen Kulturstaaten zum Patent angemeldet ist und ausserdem die einzelnen Detailausführungen durch verschiedene Gebrauchsmuster geschützt sind.

Hochachtungsvoll!

Franz Hugershoff.

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

86. Jahrg., Bd. 320, Heft 3. **Berlin, 21. Januar 1905.**

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 80 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Explosionsmotoren mit Einführung verdampfender Flüssigkeiten.[1])

Von Dr. **K. Schreber.**

I. Einleitung; Schaden und Nutzen der Wassereinspritzung.

So alt das Prinzip ist, motorische Kraft durch Verbrennung unmittelbar im Zylinder zu erzeugen, so alt ist auch der Gedanke, diese Kraft durch Einspritzen von Wasser in die verbrennenden Gase zu verstärken. *Schöttler* führt an, dass schon 1791 *John Barber* diesen Gedanken gehabt hat. Es ist deshalb nicht zu verwundern, dass, als *Lenoirs* Maschine die Brauchbarkeit des Gedankens der Explosionsmaschinen aller Welt vor Augen geführt hatte, auch der Gedanke der Wasserzuführung sofort auftauchte. So wird in der von *Moigno* herrührenden Beschreibung der *Lenoir*maschine [2]) gesagt, „dass man die heisse Temperatur unschädlich machen kann, indem man bei jedem Kolbenwechsel in das Innere des Zylinders mittels einer Brause eine kleine Quantität Wasser eintreibt, welches sich in Dampf verwandelt und seine dadurch erhaltene Spannung mit derjenigen der erhaltenen Gase vereinigen, gleichzeitig aber auch als Schmiermittel dienen und die verbliebene schädliche Wärme abführen wird.“

Auch *Marinoni*, der Hauptfabrikant der *Lenoir*maschinen hat, wie die gleichzeitige Literatur berichtet, [3]) die Idee der Wassereinführung gehabt: „Die schon früher Herrn *Lenoir* mitgeteilte Idee, bei jedem Kolbengange etwas Wasser in den Zylinder einzuspritzen, hat Herr *Marinoni* ebenfalls gehabt und mit grossem Nutzen für die Maschine ausgeführt; das eingespritzte Wasser verdampft, vermehrt und verlängert die Spannung, dient daneben als jede Reibung verhinderndes Schmiermittel und gewährt endlich eine teilweise Kühlung des Zylinders. Für grössere Maschinen ist die doppelte Anwendung von Wasser, ausserhalb und innerhalb des Zylinders als vorteilhafte, fast unumgängliche Verbesserung definitiv angenommen.“

Herr *von Schwarz* [4]) beschreibt eine von ihm beobachtete, von Herrn *Marinoni* gebaute *Lenoir*maschine, in deren Zylinder bei jedem Kolbengange ein feiner Strahl des erwärmten Wassers der Mantelumhüllung fällt, deren Zweck und Nutzen mit fast denselben Worten angegeben wird.

Trotzdem in den späteren Beschreibungen der *Lenoir*maschine derartige Wassereinspritzungen nicht mehr erwähnt werden, also wahrscheinlich aufgegeben worden sind, ist die Wassereinspritzung in die Explosionsmaschinen immer und immer wieder aufgetaucht und vorgeschlagen; bis auf den unten zu besprechenden Vorschlag von *Banki* aber jedesmal ohne jedwedes Verständnis für die Eigenschaften der Gase und Dämpfe.

Dass das eingeführte Wasser nicht als ein jede Reibung verhinderndes Schmiermittel dienen kann, hätte man damals schon leicht erkennen können, denn die zu jener Zeit üblichen mit sehr nassen Dämpfen arbeitenden Dampfmaschinen hätten dann sicherlich keiner Kolbenschmierung bedurft. Der Einfluss, den die Zylinderschmierung auf die Einführung der Dampfüberhitzung gehabt hat, ist bekannt. Und in dem Kampf zwischen Kolben- und Turbinendampfmaschine ist der Verbrauch an Schmieröl ein wichtiges Moment. Schmieren tut also das eingeführte Wasser nicht.

Dass das Wasser eine teilweise Kühlung des Zylinders bewirkt, ist ja zutreffend. Am besten würde jedenfalls der Zylinder kühl bleiben, wenn man überhaupt kein Feuer darin entstehen liesse; d. h. die Absicht, den Zylinder innen kühl zu halten, widerspricht dem Prinzip der Kraftmaschinen mit innerer Verbrennung, bei denen ja gerade die Temperatur so heiss wie möglich sein soll, damit auch der Druck der eingeschlossenen Gasmenge so stark wie möglich ist.

Es bleibt somit nur noch die Möglichkeit, dass das Wasser „sich in Dampf verwandeln und seine dadurch erhaltene Spannung mit derjenigen der Gase vereinigen wird“, dass das „eingespritzte Wasser die Spannung vermehrt und verlängert“. Diese Anschauung, welche sich bis auf den heutigen Tag in den Patentschriften wieder findet, ist durch die Beobachtung an den Kesseln der Dampfmaschinen veranlasst. Gerade wie hier durch die Zuführung von Wärme zum Wasser der Dampfdruck entsteht, meint man, müsse auch durch das Verdampfen des Wassers in den hocherhitzten Gasen der Explosionsmaschinen eine Druckvermehrung stattfinden.

Eine höchst einfache Rechnung zeigt, dass diese Schlussfolgerung vollständig falsch ist.

Am Ende der Explosion irgend einer Explosionsmaschine seien Druck, Volumen, Molenzahl und Temperatur der durch das Verbrennen entstandenen Gase gegeben durch p, v, n, T; die Temperatur nach der Celsiusskala gezählt von 273° unter dem Schmelzpunkt des Eises, dann besteht zwischen diesen Grössen die Gleichung [5])

$$p v = n B T \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 1)$$

wo B eine für alle Gase und überhitzten Dämpfe gleiche Konstante ist. Es ist somit bei Feststellung der Molen-

---

[1]) Auszugsweise vorgetragen in der Abteilung für angewandte Physik und Ingenieurwissenschaften der Naturforscherversammlung zu Breslau 20. 9. 04.

[2]) s. D. p. J. 1860, **275**, S. 83.

[3]) D. p. J. 1861, **276**, S. 1.

[4]) Deutsche ill. Gewerbezeitung 1861, Monatshefte S. 23.

[5]) s. D. p. J. 1903, **318**, S. 433 u. ff.

zahl gleichgiltig, ob die Molen Wasserdampf, Kohlensäure, Stickstoff usw. sind.

Verdampft nun in derselben Explosionsmaschine zu irgend einer Zeit, z. B. während der Explosion eine Mole Wasser, so haben wir natürlich nach der Explosion anderen Druck und andere Temperatur und die Molenzahl ist um 1 grösser. Wir müssen also jetzt schreiben

$$p' v = (n + 1) B T' \quad . \quad . \quad . \quad 2)$$

Zwischen T und T' besteht nun eine einfache Beziehung, welche von der molekularen Erzeugungswärme λ des Wasserdampfes und den Molekelwärmen bei konstantem Volumen c_v der Heizgase und c'_v des Dampfes abhängt, indem die zur Verdampfung und Ueberhitzung der Wassermole nötige Wärme den Heizgasen entzogen werden muss. Also:

$$n c_v (T - T') = \lambda + c'_v (T' - T_s) \quad . \quad . \quad . \quad 3)$$

wo T_s die Siedetemperatur des eingespritzten Wassers ist. Daraus erhält man durch Umformen und Erweitern:

$$T' = \frac{n c_v T - \lambda + c'_v T_s}{n c_v + c'_v} = T \left[1 - \frac{\lambda + c'_v (T - T_s)}{(n c_v + c'_v) T} \right] \quad . \quad . \quad . \quad 4)$$

Dividiert man die beiden Gleichungen 1) und 2) und setzt dann 4) ein, so erhält man für das Verhältnis der Drucke mit und ohne Wassereinspritzung bei derselben Kolbenstellung

$$\frac{p'}{p} = \frac{n + 1}{n} \left[1 - \frac{\lambda + c'_v (T - T_s)}{(n c_v + c'_v) T} \right] \quad . \quad 5)$$

Um den Wert dieser Gleichung zu erkennen, möge ein Beispiel durchgerechnet sein. Als Molekelwärme der Heizgase nehmen wir die in dem unten durchgerechneten Fall vorkommende $c_v = 4{,}938 + 0{,}001\,474\ T$; die Explosionstemperatur setzen wir $T = 2000^0$, die Siedetemperatur der Mole Wasser $T_s = 177 + 273 = 450$, so dass die Erzeugungswärme $\lambda = 11\,900$ wird; mit der Molekelwärme des Wasserdampfes $c'_v = 6{,}840 + 0{,}00120\ T$ wird dann:

$$\frac{p'}{p} = \left(1 + \frac{1}{n}\right)\left(1 - \frac{25\,300}{15\,772\,n + 17\,280}\right).$$

Dafür können wir angenähert schreiben:

$$\frac{p'}{p} = \left(1 + \frac{1}{n}\right)\left(1 - \frac{34}{21\,n + 23}\right) = 1 - \frac{13\,n + 11}{(21\,n + 23) \cdot n} \quad . \quad . \quad . \quad 6)$$

Da nun im Zylinder stets eine positive Zahl von Molen vorhanden sein muss, so ergibt diese Gleichung, dass stets $p' < p$ d. h. durch das Einspritzen von Wasser wird stets der Druck im Zylinder heruntergezogen.

Mit anderen Worten: Da die zum Verdampfen und Ueberhitzen des eingeführten Wassers nötige Wärme den im Zylinder enthaltenen Heizgasen entzogen werden muss, so wird dadurch deren Druck, wegen des hohen Wertes der Verdampfungs- und Molekelwärme des Wassers um einen grösseren Betrag vermindert, als der Partialdruck des entstehenden Wassers beträgt, so dass die Gesamtsumme beider Drucke kleiner ist, als wenn kein Wasser eingespritzt worden wäre.

Weil man dasselbe Resultat für jede andere Temperatur ebenso erhält und auf der Expansionslinie die Drucke in einer ganz gesetzmässigen Beziehung zu einander stehen, so liegt die ganze Expansionslinie einer mit Wassereinspritzung arbeitenden Explosionsmaschine niedriger, als wenn dieselbe Maschine ohne Wassereinspritzung arbeitet. Es ist also die Arbeitsfläche kleiner, d. h. die Wassereinspritzung ist schädlich.

Aus den Eigenschaften der Entropie hätte man dieses Ergebnis sofort ablesen können. Das Einspritzen und Verdampfen des Wassers in den heissen Gasen ist ein nicht umkehrbarer Vorgang, welcher zu einer Vermehrung der Summe der Entropien der am Vorgang beteiligten Körper führt. Die durch einen Prozess, in welchem nicht umkehrbare Vorgänge vorkommen, zu gewinnende Arbeit, erleidet im Vergleich mit einem Prozess, in welchem diese nicht enthalten sind, einen Verlust, welcher gleich dem Produkt jener Entropiezunahme in die kälteste im Prozess vorkommende Temperatur ist. Also wiederum: das Einspritzen von Wasser ist schädlich.

Dieses aus den Eigenschaften der Gase und Dämpfe sowohl wie auch aus den allgemeinen Sätzen der Thermodynamik abgeleitete Ergebnis scheint nun im Widerspruch zu stehen mit den Ergebnissen der Praxis, denn den grossen Vorsprung, welchen die Bankimaschine vor anderen Benzinmaschinen hat, verdankt sie doch ausschliesslich der Wassereinspritzung. Natürlich ist dieser Widerspruch nur scheinbar. Auch bei *Banki* ist die Wassereinführung schädlich; *Banki* erreicht aber dadurch, dass er diesen Schaden in den Kauf nimmt, anderwärts einen Vorteil, der grösser ist als jener Schaden, so dass insgesamt ihm ein Vorteil erwächst.

Theorie und Praxis der Explosionsmaschinen haben übereinstimmend gezeigt, dass die einzige durchführbare Verbesserung derselben, nachdem sich die Verbundanordnung als praktisch unmöglich erwiesen hat, die Vergrösserung des Kompressionsdruckes ist. Dieser Vergrösserung des Kompressionsdruckes steht aber die Gefahr der Selbstzündung entgegen. Die Arbeit des Kompressionshubes verwandelt sich in Wärmeenergie, welche vom Zylinderinhalt aufgenommen wird. Steigert man also die Kompression, so kann die Temperatur leicht bis zu dem Punkte der Selbstzündungen kommen.

In der Praxis muss man aber noch weit von diesem Punkt entfernt bleiben. Ein Teil der durch die Explosion entwickelten Wärme geht, das ist leider unvermeidlich, an die Wandungen über; ist nun irgend eine Stelle des Zylinders der Kühlung durch das Mantelwasser etwas schwer zugänglich, so tritt hier während der Kompression Wärme aus der Wandung an den Zylinderinhalt zurück und addiert sich zu der aus der Kompressionsarbeit entstandenen, so dass in der Nähe dieser Stelle die Temperatur heisser ist als der Kompressionsarbeit entspricht und Zündung eintritt, ehe man es wegen der Kompression erwartet. Man darf also die Kompression nur so weit treiben, dass die Temperatur des Gemisches noch hinreichend weit vom Punkt der Selbstentzündung entfernt bleibt.

Hier kann nun die Wasserzuführung erfolgreich einsetzen, indem man durch dieselbe die Kompressionswärme unschädlich macht. Der einzige, welcher diesen Wert der Wassereinspritzung erkannt hat, ist *Banki* gewesen, und deshalb ist auch die von ihm entworfene Maschine die einzige, von den vielen mit Wassereinspritzung arbeitenden, welche bisher Erfolg gehabt hat.

Banki ist aber mit der Anwendung der Theorie nicht weit genug gegangen. Durch Erweitern der Gleichung 6 erhält man

$$\frac{p'}{p} = 1 - \frac{1}{n} + \frac{8}{21\,n + 23} + \frac{12}{n(21\,n + 23)} = 1 - \frac{1}{n} + \frac{1}{2{,}625\,n + 2{,}875} + \frac{1}{n\,(1{,}75\,n + 1{,}9)}$$

Die beiden letzten Brüche sind, weil n, die Zahl des Gasmolen, in welche eine Mole Wasser eingespritzt im-

mer grösser sein muss als 1, neben $\frac{1}{n}$ zu vernachlässigen. Tut man das, so sieht man sofort ein, dass das Verhältnis $\frac{p'}{p}$ dem Wert 1 umso näher kommt, je grösser n ist. Durch Bildung des Differentialquotienten $\frac{d}{dn}\left(\frac{p'}{p}\right)$ nach Gleichung 6) erhält man dasselbe auf allgemeinere Weise. Dieses Resultat lässt sich in folgende Worte fassen: Je grösser die Zahl der Gasmolen ist, auf welche eine eingespritzte Mole Wasser kommt bezw. umgekehrt, je weniger Wasser in eine bestimmte Zahl von Gasmolen eingeführt wird, um so geringer ist die Druckerniedrigung durch die Einführung von Wasser, umso grösser bleibt die gewonnene Arbeit.

Man muss also suchen, die Aufnahme der Kompressionswärme mit einer möglichst geringen Menge eingeführten Wassers zu erreichen.

Das geschieht bei der *Banki*maschine nicht. Die gleichzeitig mit der angesaugten Brennluft in den Zylinder gerissenen Wassertröpfchen werden zum grössten Teil an die Wandungen geschleudert, so dass sie während der Kompression nicht auf den Zylinderinhalt kühlend einwirken können. Dagegen verdampfen sie während der Expansionsperiode infolge der heissen Temperatur der Gase und des Wärmeüberganges an die Wandungen und ziehen dadurch entsprechend der Gleichung 6) den Druck herab. Nur die wenigen Wassertröpfchen, welche während der Ansaugeperiode in der Luft schwebend erhalten bleiben, wirken während der Kompression ihrer Bestimmung gemäss, durch ihre Verdampfung kühlend. Den Beweis für die Richtigkeit dieser Darstellung geben die so auffallend kleinen Zahlen für die Temperatur der Auspuffgase. Diese verlieren ihre Temperatur eben nicht nur infolge der Arbeitsabgabe an den Kolben und des Wärmeverlustes durch die Wandungen, sondern auch noch infolge des Verdampfens des an den Wandungen haftenden Wassers.

Will man mit möglichst geringer Menge der zu verdampfenden Flüssigkeit eine hinreichende Kühlung während der Kompression erzielen, so muss man dafür sorgen, dass sämtliche eingeführten Molen auch wirklich während der Kompression verdampfen und auch das noch bei einer so kalten Temperatur wie nur irgend möglich. Man darf also nicht einspritzen, bevor die Temperatur des Zylinderinhaltes den, dem vorhandenen Druck entsprechenden Siedepunkt der einzuspritzenden Flüssigkeit erreicht hat. Wäre die Verdampfungsgeschwindigkeit unendlich gross, so sollte man jetzt mit dem Einspritzen beginnen und die Menge so bemessen, dass die Temperatur des Zylinderinhaltes stets gleich dem, dem vorhandenen Druck entsprechenden Siedepunkt bleibt. Obgleich Messungen über die Verdampfungsgeschwindigkeit irgend einer Flüssigkeit noch nicht vorliegen, so ist doch ohne weiteres zu sagen, dass dieselbe nicht unendlich gross ist. Man wird sie jedenfalls in erster Annäherung proportional setzen dürfen dem Unterschied zwischen der Temperatur des Zylinderinhaltes, in welche die Flüssigkeit hineingespritzt wird und dem, dem vorhandenen Druck entsprechenden Siedepunkt der Flüssigkeit. Der zur Erreichung des sofortigen vollständigen Verdampfens nötige Temperaturunterschied kann natürlich für verschiedene Flüssigkeiten verschieden sein und wird auch von der Kolbengeschwindigkeit abhängen. [6])

Dieser durch die endliche Verdampfungsgeschwindigkeit nötig gewordene Temperaturunterschied bedingt zwar einen Verlust an Arbeitsgewinn; man erhält aber durch ihn die Sicherheit, dass sämtliche eingespritzte Flüssigkeit auch während der Kompression verdampft und nicht Tröpfchen an die Wandungen gelangen, von denen sie erst während der Expansionsperiode verdampfen und dann noch viel grösseren Schaden anrichten.

Mit dem Einspritzen muss man aufhören, sobald man mit der Kompression so weit gelangt ist, dass, wenn man von nun ab ohne Einspritzen weiter komprimiert, man trotz des jetzt eintretenden Heisserwerdens der Temperatur noch immer weit genug vom theoretischen Selbstentzündungspunkte entfernt bleibt, dass selbst Unregelmässigkeiten in der Kühlung der Wände und dergl. keine Vorzündungen herbeiführen können.

Es verlangen also sowohl die allgemeinen Sätze der Thermodynamik, wie auch die Gesetze der Gase und Dämpfe, für den vorliegenden Fall passend in Gleichung 6) gegeben, dass man den Kompressionshub in drei Teile teilt. Der erste verläuft wie gewöhnlich, adiabatisch isentropisch; der zweite mit Einspritzung, der dritte wieder ohne Einspritzung isentropisch. Die Grenze zwischen dem ersten und zweiten wird je nach der einzuspritzenden Flüssigkeit und der Umdrehungsgeschwindigkeit der Maschine bei deren Bau ein für allemal festgelegt. Dagegen ist die Grenze zwischen dem zweiten und dritten Teil von der Belastung abhängig. Schwache Gemische, welche schwer verbrennen und sich auch schwer entzünden, können bis zu heisserer Temperatur komprimiert werden, als reiche, leicht entzündliche. Man wird also bei schwachen Gemischen die Grenze zwischen dem zweiten und dritten Teil früher legen, als bei reichen, d. h. bei schwachen Gemischen ist der zweite Teil zugunsten des dritten verkürzt, bei starken dagegen auf Kosten des dritten verlängert.

Bei flüssigen Brennstoffen erhält man auf diese Weise auch noch einen weiteren, theoretisch zwar gleichgültigen, aber für die praktische Konstruktion höchst angenehmen Vorteil: man kann den Brennstoff selbst als Kühlflüssigkeit benutzen und spart so die Verdampfungsvorrichtung desselben. Ferner kann man leicht zum Zweitakt übergehen. Der Hauptmangel der Zweitaktmaschinen der gewöhnlichen Konstruktion ist ja der, dass durch die Pumpe schon das fertige Gemisch in den Zylinder gefördert wird, während noch der Auspuff offen ist. Es sind deshalb eine ganze Reihe höchst sinnreicher Vorrichtungen erdacht worden, um zu verhindern, dass fertiges Gemisch schon während der Einführung in den Zylinder durch den Auspuff ausströmt, und so unmittelbare Verluste herbeiführt.

Wird aber der Brennstoff erst durch die Kompressionswärme zum Verdampfen gebracht, so wird durch die Pumpe reine Brennluft in den Zylinder gefördert, und es schadet nichts, ob von derselben etwas durch den Auspuff herausgeht, da dadurch nur eine etwas grössere Pumpe bedingt wird; im Gegenteil, es wird so eine bessere Ausspülung von den Rückständen des vorigen Hubes erzielt. Der Zylinder enthält in diesem Fall während des ersten Teiles des Kompressionshubes nur reine Brennluft und das brennbare Gemisch wird erst während des zweiten Teiles gebildet.

Bedingung für eine derartige Konstruktion von Explosionsmaschinen mit flüssigen Brennstoffen ist, dass dieser eine passende Verdampfungswärme hat, welche hinreicht, die Kompressionswärme aufzunehmen. Eine solche haben nun sehr viele flüssige Brennstoffe, namentlich die Petroleumdestillate und verwandte, nicht. Da diese sich auch nicht gut mit einer Flüssigkeit von grosser Verdampfungswärme, Wasser, mischen lassen, so muss bei ihrer Verwendung der zweite Teil der Kompression noch einmal geteilt werden, indem Brennstoff und Wasser getrennt eingespritzt werden. Ob man diese Trennung nur

[6]) Derartige Diskussionen sind auch für Luft- und Gaskompressoren mit innerer Kühlung zu beachten.

räumlich oder auch zeitlich vornimmt, hängt vom Siedepunkt der Flüssigkeit und des Wassers ab.

Hat aber der Brennstoff selbst eine passende Verdampfungswärme bezw. mischt er sich leicht mit Wasser, so dass man eine Mischung von passender Verdampfungswärme herzustellen vermag, so erhält man eine Zweitaktmaschine, in welcher nur eine Einspritzperiode während des Kompressionshubes vorkommt.

Ein solcher Brennstoff ist Spiritus.

Einmal hat Alkohol selbst entsprechend seinem noch immer als klein zu bezeichnenden Molekelgewicht eine grosse Verdampfungswärme und zweitens kann man derselben, infolge der leichten Mischbarkeit des Spiritus mit Wasser, innerhalb gewisser Grenzen, verglichen mit dem Heizwert, sehr beliebige Werte geben.

Eine Spirituszweitaktmaschine dieser Art würde also folgendermassen arbeiten: Ist der Kolben in der der Welle benachbarten, inneren Totpunktstellung, so sind die meisten Verbrennungsgase wegen des am Ende der Expansion noch vorhandenen Druckes ausgepufft. Der Rest wird durch die, vermöge einer besonderen Pumpe in den Zylinder eingeschobene Brennluft verdrängt, so dass, wenn der Kolben umgekehrt, und der Auspuff geschlossen ist, im Zylinder reine Luft enthalten ist. Durch die Bewegungsenergie des Schwungrades wird diese Luft komprimiert und dadurch erwärmt. Ist die Temperatur des Zylinderinhaltes um eine gewisse Differenz heisser als der dem vorhandenen Druck entsprechende Siedepunkt des Spiritus, so beginnt man mit dem Einspritzen desselben nach dem vorgeschriebenen Gesetz, dass der Zylinderinhalt stets heisser bleibt als der Siedepunkt. Nachdem die vom Regulator beeinflusste Menge eingespritzt ist, wird weiterhin ohne Einspritzen komprimiert, bis der Kolben seine äussere Totpunktstellung erreicht hat. Dann wird durch irgend eine Zündvorrichtung das Gemisch entzündet, dasselbe explodiert und treibt während seiner Expansion den Kolben zurück, dabei Arbeit nach aussen abgebend. Kurz bevor der Kolben den inneren Totpunkt wieder erreicht, wird der Auspuff geöffnet und das Spiel kann von neuem beginnen. (Fortsetzung folgt.)

Feuerungen mit mechanischer Beschickung.

Von **O. Herre.**

(Fortsetzung von S. 23 d. Bd.)

3. Beschickungsvorrichtung mit Laufwagen von J. A. Topf & Söhne, Erfurt.

Das Wesentliche dieses Apparates (Fig. 9 und 10) besteht in einem kleinen Wagen von der Breite des zu

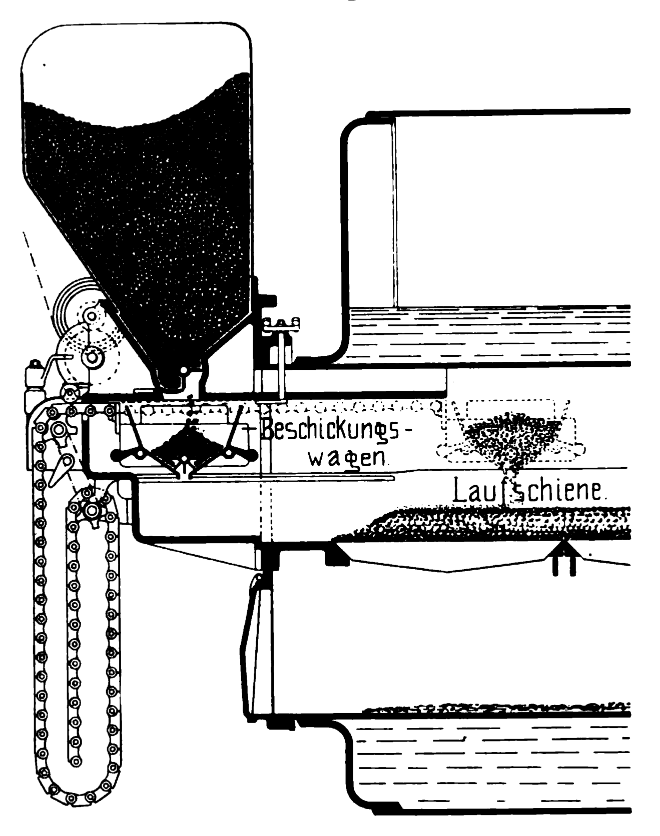


Fig. 9. Feuerung von Topf & Söhne.

beschickenden Planrostes. Dieser Wagen füllt sich selbsttätig vor der Feuerung aus dem Kohlentrichter. Wird nun der gefüllte Wagen über den Rost hinweg bewegt, so wird infolge der selbsttätigen Drehung einer Flügelwalze, die den Abschluss des Wagens nach dem Roste zu bildet, das Brennmaterial gleichmässig über den Rost verteilt. Fig. 9 zeigt sowohl den Wagen während der Füllung (ausgezogen gezeichnet), als auch während seiner Bewegung über den Rost (punktiert dargestellt). Diese Beschickungsart fand ihre erste brauchbare konstruktive Lösung von *Hans Hofmann*, Maschinenmeister der *Neuen*

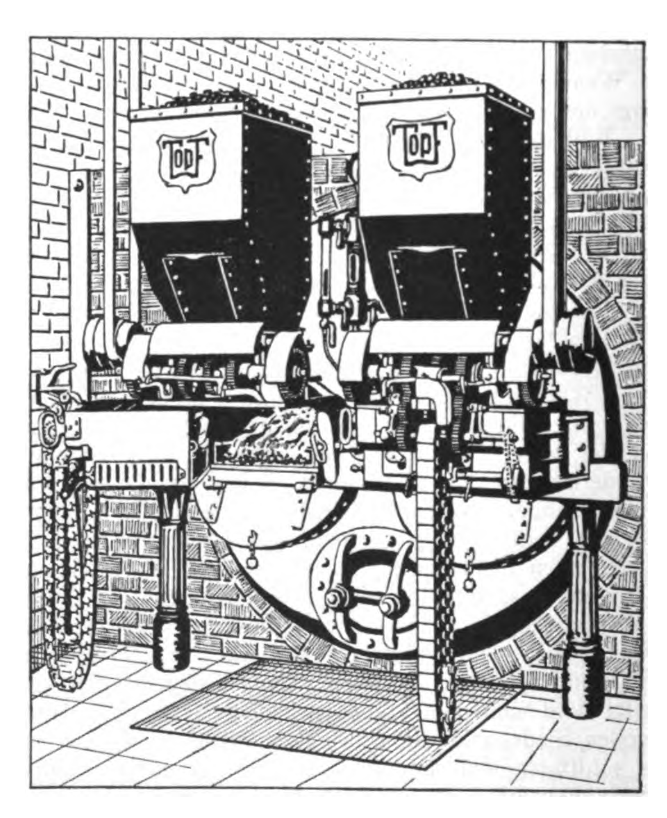


Fig. 10. Feuerung vou Topf & Söhne.

Baumwoll-Spinnerei und Weberei in Hof. Ausgeführt wurde diese Feuerung (D. R. P. No. 98604 und 109537) von der Firma *Robert Vorhölzer* in Hof. Die Feuerung soll sich in dem jetzt etwa fünfjährigen Betriebe ausgezeichnet bewährt haben. Die Bewegung des Wagens wurde bei den ersten Ausführungen der *Hofmann* schen

Patente durch eine Zahnstange bewirkt. Da hierbei ein bedeutender Raum vor der Feuerung benötigt wurde, ersetzte man später die Zahnstange durch zwei ineinander gesteckte Spindeln, wodurch der notwendige Platz auf etwa die Hälfte herabgesetzt wurde. Die neueste Ausführungsform der *Hofmann*schen Feuerung von der Firma *J. A. Topf & Söhne* zeigt dagegen die Anwendung einer Kette zur Fortbewegung des Wagens. Da diese Kette vor der Feuerung in mehreren Strähnen herunterhängt, so wird der Raum vor der Feuerung der Passage nicht weiter entzogen, wie es bei den früheren Ausführungen mit Zahnstange oder Spindeln der Fall ist.

Um dem sehr naheliegenden Einwande zu begegnen, dass der Wagen und die Laufschienen im Feuer schneller Zerstörung unterliegen müssen, erklärt die ausführende Firma, dass der Wagen während seines im Höchstfalle 30 Sekunden langen Aufenthaltes im Feuerraum nicht heiss, sondern nur handwarm wird und dass die Laufschienen aus Hohlkörpern bestehen, durch welche beständig ein Luftstrom geht, der einerseits zur Kühlung der Laufschienen, andererseits als schwache Sekundärluftzuführung zwecks Herbeiführung rauchschwacher Verbrennung dient.

4. Planrostfeuerung mit bewegten Roststäben von der Sparfeuerungs-Gesellschaft m. b. H., Düsseldorf.

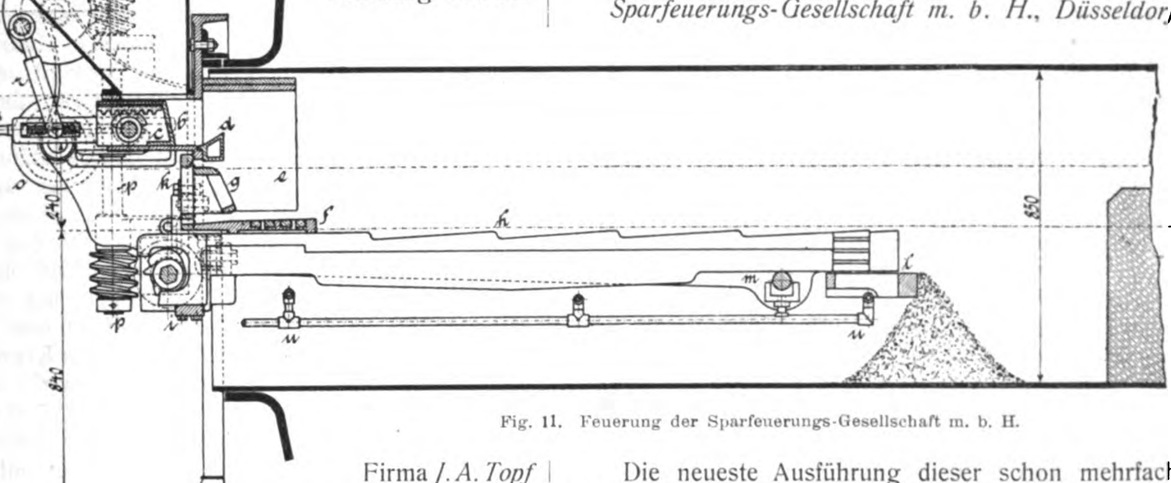


Fig. 11. Feuerung der Sparfeuerungs-Gesellschaft m. b. H.

Die neueste Ausführung dieser schon mehrfach erprobten Feuerung ist aus den Fig. 11 und 12 ersichtlich.

Der Brennstoff gelangt aus dem Fülltrichter *a* in den Raum *b*, wo er durch den Kohlenzuführungskolben *c* über den hohlen Balken *d* hinweg in den Verkokungsraum *e* geschoben wird. Hier findet die Entgasung des Brennstoffes statt. Durch die festliegende, mit Luftspalten versehene Verkokungsplatte *f* gelangt die Verbrennungsluft zum Brennstoff, um sich mit den Kohlenwasserstoffen zu mischen. Ausserdem kann noch Luft durch die Spalten

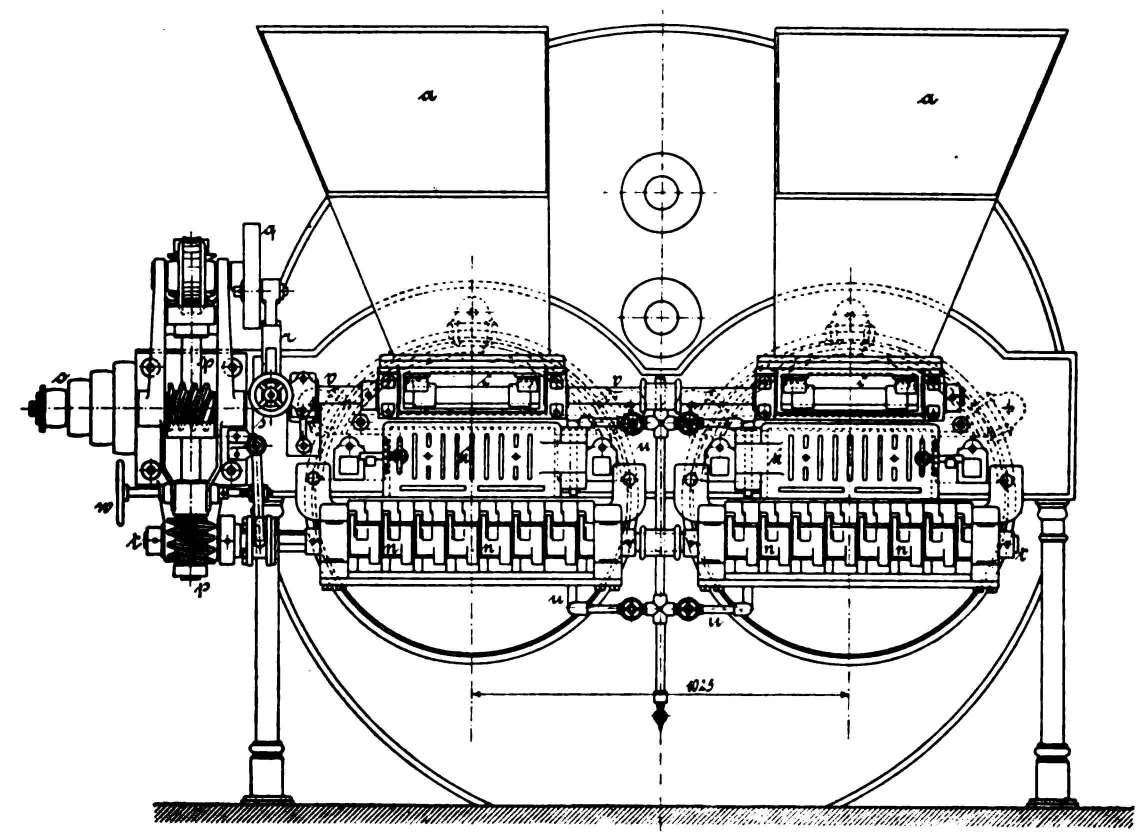


Fig. 12. Feuerung der Sparfeuerungs-Gesellschaft m. b. H.



der Feuertür *k* eindringen. Mit der Tür *k* ist ein schrägrostartiger Vorbau *g* fest verbunden. Es wird hierdurch verhütet, dass der Brennstoff bis an die Tür *k* gelangt.

Die Weiterbewegung des Brennstoffes aus dem Verkokungsraum *e* wird durch die eigenartige Bewegung der Roststäbe *h* veranlasst. Diese führen eine wagerecht schwingende Bewegung (etwa 75 mm) aus und zwar wird dieselbe durch die Daumenwelle *t t* in der Weise veranlasst, dass die Bewegung nach der Feuerbrücke bei allen Stäben zugleich erfolgt, während die entgegengesetzte Schwingung zunächst nur von der einen Hälfte der Stäbe und hierauf erst von der anderen Hälfte ausgeführt wird.

Die Roststäbe haben eine sägeblattartige Krone; hierdurch wird erreicht, dass der Brennstoff bei der Bewegung des Rostes nach der Feuerbrücke mitgenommen und hierbei allmählich verbrannt wird. In die vorn an der Verkokungsplatte entstehende freie Fläche wird zugleich frischer Brennstoff durch den Kolben *c* nachgedrückt. Bei der entgegengesetzten Bewegung der Roststäbe staut sich zunächst der Brennstoff etwas, worauf der Rost unter der Brennstoffschicht zurückgleitet, während zugleich am Ende des Rostes die Herdrückstände über die Rostbrücke *l* hinweg in den Schlackenraum fallen.

Die Roststäbe werden vorn durch den Rostbalken *i* hinten durch den Rostbalken *m* unterstützt. Die beiden Seitenroststäbe liegen fest; auf ihnen ruht vorn, durch Nasen gehalten, die Verkokungsplatte *f*.

Der Antrieb geht von der Stufenscheibe *o* aus, indem zuerst durch Schnecke und Schneckenrad die senkrechte Welle *p* und dann von dieser in gleicher Weise die Kurbelscheibe *q* und die Daumenwelle *tt* angetrieben wird.

Auf der letzteren sitzen die Daumen *n*, welche in die entsprechend ausgebildeten Köpfe der Roststäbe eingreifen und diese in oben angeführter Weise verschieben.

Die Kurbelscheibe *q* veranlasst mit Hilfe der Schubstange *r* und der Schwinge *s* die Drehung der Welle *v*, auf welcher Zahnsegmente sitzen, die in die Zahnstangen der Kohlenzuführungskolben *c* eingreifen. Der Vorschub der Kolben und damit die Beschickungsmenge kann mit Hilfe der an der Schwinge *s* vorhandenen Schraube dem Bedarfe angepasst werden. Ausserdem gestattet auch die Stufenscheibe *o* eine entsprechende Regelung der zu verfeuernden Brennstoffmenge.

Das Handrad *w* ermöglicht durch Vermittlung einer Klauenkupplung die Daumenwelle *t t* zeitweise ausser Betrieb und damit die Bewegung der Roststäbe still zu setzen.

Durch die Rohrleitung *u* wird zur Kühlung eine geringe Dampfmenge (etwa 1 v. H. der Dampferzeugung) unter die Verkokungsplatte *f*, den Rost *h* und die Rostbrücke *l* geblasen; ausserdem gelangt noch Dampf in den hohlen Balken *d* und hierdurch in den Feuerraum. Bei Unterfeuerungen, die grosse Breiten einnehmen, wird, wenn die Schlackenentnahme an einer Seite des Kessels möglich ist, die Vertiefung unter dem Rost auszementiert und mit Wasser gefüllt. Es fällt dann die Dampfleitung unter dem Roste weg; weiterhin auch die an dem Kühlbalken *d*, weil alsdann durch den Kühlbalken Wasser geleitet wird, das unter den Rost abfliesst.

Die Sparfeuerung (D. R. P.) eignet sich nach den Angaben der Erbauerin für jede Steinkohlen- und hochwertige Braunkohlensorte von Staubform bis zu 80 und 100 mm Korngrösse, mit der Einschränkung, dass ganz magere, schwer entzündbare Kohlen nur in Vermengung mit backfähiger Kohle einen guten Verlauf des Verbrennungsvorganges gewährleistet, dagegen liefern nicht bakkende, jedoch leicht entflammbare Brennstoffe z. B. die meisten oberschlesischen Steinkohlen oder böhmische Braunkohle vorzügliche Resultate.

Auch schlackenreiche Brennstoffe sollen sich gut verwerten lassen. Bezüglich der Rauchentwicklung der Sparfeuerung heisst es in einem Berichte des *Westpreussischen Vereins zur Ueberwachung von Dampfkesseln* über die an den Kesseln der Zuckerfabrik *Sobbowitz* vorgenommenen Versuche:

„Was die Rauchentwicklung der Patentfeuerung betrifft, so ist ganz besonders hervorzuheben, dass dieselbe als eine fast vollkommen rauchfreie bezeichnet werden kann. Während der Versuchsdauer konnte ein sichtbarer Rauch an der Schornsteinmündung nicht beobachtet werden, nur bei dem Stochern des Feuers, was zur besseren Entgasung der Kohle erforderlich ist und bei geschlossener Feuertür stattfindet, zeigte sich für einige Sekunden ein helles durchsichtiges Rauchwölkchen. Die Rauchlosigkeit wird hervorgerufen durch die kontinuierliche Beschikkung des Rostes und die gleichmässige Zufuhr der Verbrennungsluft, sowie durch den Umstand, dass die im Verkokungsraum sich entwickelnden Gase über die hinter diesem Raum vorhandene Brennstoffschicht von hoher Temperatur streichen, hier entzündet und vollständig zur Verbrennung gebracht werden. Das Entfernen der Herdrückstände aus der Schlackenkammer erfolgt unterhalb des Rostes und wird hierdurch keinerlei Störung des Feuers verursacht. Die für den Kessel so schädlichen Einflüsse durch Abkühlung der Kesselwandungen und der Heizgase kommen, da die Feuertür nicht geöffnet wird, in Fortfall. Die Bedienung des Rostes ist bei einigen Kenntnissen eine leichte und kann von jedem Heizer bewirkt werden."

Die Ausnützung des Brennstoffes (7520 W. E.) betrug bei einer Beanspruchung der Heizfläche mit 24,15 kg für den qm in der Stunde und einer entsprechenden Beanspruchung der Rostfläche mit 112 kg Steinkohle: 77,15 v. H.

Bei den Versuchen, die im Februar und April 1902 an einem Kessel der *Pumpstation Volmarstein* der städtischen *Wasser- und Lichtwerke Barmen* mit gewöhnlichem Planrost einerseits und Sparfeuerung andererseits ausgeführt wurden, ergeben sich die folgenden Resultate:

		Planrost	Sparfeuerung
Datum		7. 2. 02.	25. 4. 02.
Dauer des Versuches	Std.	8,084 (485 Min.)	8 (480 Min.)
Speisewasserverbrauch	kg.	16 200	17 602,5
Mittlere Temperatur d. Speisewassers	°C.	38	35,7
Kohlenverbrauch	kg	2200	2073
Asche und Schlacke	kg	259	147,5
„ „ „	v. H.	11,77	7,067
Kohlenverbrauch nach Abzug von Asche und Schlacke	kg	1941	1925,5
Mittlerer Dampfdruck	kg/qcm	5,79	5,98
Erzeugungswärme d. Dampfes	W. E.	618,1	620,83
1 kg Kohle erzeugte Dampf	kg	7,36	8,49
1 „ „ „ „ von 600 W. E.	kg	7,58	8,78
Heizfläche	qm	82,72	82,72
Rostfläche	qm	2.25	2,20
1 qm Heizfläche erzeugte Dampf in der Stunde	kg	24,3	26,65
1 qm Rostfläche verbrannte Kohle in der Stunde	kg	121	118
Mittl. Temperat der Abgase	°C.	356	351
„ „ „ Aussenluft	°C.	5,28	10,8
„ „ im Kesselhause	°C.	22,3	22,5
„ Zugstärke	mm	10,2	7.45
Heizwert d. Kohle (lufttrock.)	W.E.	7327	7327
1 kg Kohle (lufttrocken) erzeugte Dampf von 600 W.E.	kg	7,96	9,11
Feuchtigkeit d. verwendeten Kohle	v. H.	4,72	3,67
Heizwert der verwend. Kohle	W.E.	6981	7058
Wirkungsgrad	v. H.	65,16	74,67
Kohlenersparnis	v. H.	—	14,59

Auf Grund der angestellten Versuche erteilte die Stadt Barmen im Dezember 1903 den Auftrag zur Lieferung der Sparfeuerung für die ganze Kesselbatterie der Pumpstation. (Schluss folgt).

Zur Berechnung von Dampfzylindern.

Von **Stanislaw Brokman**, Wloclawek.

Bekanntlich sind die grössten Verluste einer Dampfmaschine darauf zurückzuführen, dass bei jedem Hube eine gewisse Dampfmenge an den Zylinderwänden kondensiert, die grösstenteils während der Dampfaustrittsperiode erst wieder verdampft.

Es drängt sich daher folgende Frage auf: Wie muss man den Dampfzylinder bemessen, um die Eintrittskondensation des Dampfes auf das Mindestmass zu beschränken.

Die Beantwortung dieser Frage ist der Hauptzweck der vorliegenden Arbeit.

Der praktische Wert der Sache wird allerdings durch die steigende Anwendung überhitzten Dampfes verringert; jedenfalls will ich den Gegenstand ganz allgemein vom theoretischen Standpunkt behandeln, zumal die Dampfmaschinen auch heute noch mit gesättigtem Dampf arbeiten.

Bei der Berechnung des Dampfverlustes wird allgemein angenommen, dass die kondensierte Dampfmenge proportional dem Temperaturunterschiede zwischen Dampf und Wand, und der Grösse der vom Dampfe berührten Fläche ist. Mit Rücksicht auf das Temperaturgefälle zwischen Dampf und Wand werden Mehrfachexpansionsmaschinen ausgeführt, der andere, ebenso wichtige Faktor aber, die schädliche Fläche wird meist nicht so genau berücksichtigt.

Bei der Dimensionierung des Dampfzylinders werden zwar verschiedene Umstände in Rechnung gezogen, wie z. B. Preis, Geschwindigkeit u. a. m., schliesslich gehen aber die meisten Konstrukteure doch von einem bestimmten Hubverhältnis aus, welches meist ganz willkürlich oder doch nur empirisch festgelegt wird; und gerade dieses müsste man mit Rücksicht auf die kleinste Zylinderkondensation bestimmen.

Das kann nun in folgender Weise geschehen:

Wenn wir ermitteln (was weiter unten durchgeführt wird), dass f. d. Einheit Kolbenfläche während einer Umdrehung der Maschine die Dampfmenge a kondensiert, f. d. Einheit Deckelfläche die Dampfmenge b, f. d. Einheit Zylinderfläche die Dampfmenge c, dann ist die an der Kolbenfläche kondensierte Dampfmenge

$$D_1 = a \pi r^2,$$

(wenn r der Zylinderradius ist), an der Deckelfläche kondensiert

$$D_2 = b \pi r^2,$$

an der Zylinderfläche die Dampfmenge

$$D_3 = 2 c \pi r s,$$

(wenn s die Länge des Zylinders ist), mithin kondensiert im ganzen Zylinder die Dampfmenge

$$D = a \pi r^2 + b \pi r^2 + 2 c \pi r s,$$

und D soll zum Minimum werden, wobei noch das Volumen des Zylinders

$$v = \pi r^2 s$$

als durch die Leistung und Umdrehungszahl der Maschine gegeben zu betrachten ist.

Aus $v = \pi r^2 s$ folgt $s = \frac{v}{\pi r^2}$, dies setze man in D ein und erhält

$$D = (a + b) \pi r^2 + 2 c \pi r \cdot \frac{v}{\pi r^2}$$

$$= (a + b) \pi r^2 + 2 c \frac{v}{r};$$

D wird zum Minimum, wenn $\frac{dD}{dr} = 0$ wird, also wenn

$$(a + b) 2 \pi r - 2 c \frac{v}{r^2} = 0;$$

nun setze man wieder $v = \pi r^2 s$ ein, so ergibt sich, dass das Minimum eintritt, wenn

$$(a + b) 2 \pi r = 2 c \frac{\pi r^2 s}{r^2} = 2 c \pi s,$$

also bei
$$\frac{s}{r} = \frac{(a + b) 2 \pi}{2 \pi c} = \frac{a + b}{c}\ ^{1})$$

Bei vollständig gegen Wärmeabgabe und Aufnahme geschützten Zylinder kann man $b = a$ setzen und dann wird D zum Minimum bei

$$\frac{s}{d} = \frac{a}{c}$$

wenn d der Zylinderdurchmesser ist.

Unberücksichtigt blieben noch die Flächen der Dampfkanäle, die der Kolbenstange und solche Flächen, welche bei gewissen Kolbenkonstruktionen vorkommen, wie z. B. bei unebener Kolbenfläche bei herausragender Mutter und dergl.

Da alle diese Flächen nur schätzungsweise angenommen werden können, so will ich sie nur beispielsweise in die Rechnung einführen für einige Maschinen mit *Meyer*-Steuerung, die ich vor mir habe.

Aus den folgenden Betrachtungen wird ersichtlich, dass f. d. Flächeneinheit des schädlichen Raumes die gleiche Dampfmenge kondensiert, wie an der Kolbenfläche, also die Dampfmenge a, während f. d. Flächeneinheit der Kolbenstange die Dampfmenge c kondensiert.

Die Länge des Kanals ist $\backsim 0{,}7\, s$, sein Querschnitt ist gleich $1{,}4\, r \times 0{,}12\, r$.

Die Oberfläche des Kanals ist also

$$2 \cdot (1{,}4 + 0{,}12)\, r \cdot 0{,}7\, s.$$

Die im Kanal kondensierte Dampfmenge ist also

$$2 a \cdot 1{,}52 \cdot 0{,}7\, r \cdot s.$$

Die an der Kolbenstange kondensierte Dampfmenge ist

$$c \pi \frac{r}{4} s,$$

wenn der Kolbenstangendurchmesser zu $\frac{r}{4}$ geschätzt wird.

Die gesamte kondensierte Dampfmenge ist mithin jetzt

$$D = \pi r^2 (a + b) + r s \left(2 \pi c + 2 a \cdot 1{,}52 \cdot 0{,}7 + \frac{\pi}{4} c\right).$$

Mithin wird

$$\frac{s}{d} = \frac{\pi (a + b)}{2 \pi c + 2 a \cdot 1{,}52 \cdot 0{,}7 + \frac{\pi}{4} c}$$

[1]) Zur Untersuchung, ob nicht vielleicht ein Maximum vorliegt, braucht man nicht erst $\frac{d^2 D}{d r^2}$ zu bilden, denn es ist ersichtlich, dass die Maxima von D bei $r = 0$ und $z = \infty$ eintreten, und zwar wird in beiden Fällen $D = \infty$; im ersten Falle bei $r = 0$ wird die Zylinderfläche $= \infty$; im zweiten Falle wird die Deckel- und Kolbenfläche $= \infty$; zwischen diesen beiden Werten also kann blos ein Minimum eintreten.

Nun möchte ich noch einige Worte darüber sagen, wie die Ergebnisse der vorstehenden Ableitung zu benutzen sind.

Selbstverständlich darf man sich nicht streng an die Rechnungsresultate halten, weil man sonst manchmal auf ganz anormale Zylinderabmessungen kommen könnte. Auch wird sich zeigen, dass es im allgemeinen gar nicht nötig ist, die sich ergebenden Werte genau einzuhalten.

Um dies recht anschaulich zu machen, will ich die Gleichung für den Dampfverlust D so umformen, dass ich D als Funktion des Hubverhältnisses $\frac{s}{d}$ erhalte.

Es war

$$D = (a + b)\,\pi r^2 + 2\,c\,\pi\,r\,s$$

(bei Vernachlässigung des schädlichen Raumes usw.) resp.

$$D = (a + b)\,\pi r^2 + r\,s\,(2{,}25\,\pi\,c + 2{,}13\,a)$$

(bei einem Zylinder mit *Meyer*-Steuerung).

Im allgemeinen wird D die Form haben

$$D = m\,r^2 + n\,r\,s,$$

wobei m und n konstante Grössen sind, die, wie nachher gezeigt wird, sich aus dem Dampfdiagramm bestimmen lassen, wobei nur noch die event. Heizung von Zylinder, Deckel und Kolben zu berücksichtigen ist.

Nun ist $\qquad v = \pi r^2 s$

hieraus $\qquad s = \frac{v}{\pi r^2};\; s^3 = \frac{v}{\pi}\cdot\left(\frac{s}{r}\right)^2$

also $\qquad s = \sqrt[3]{\frac{v}{\pi}}\,\sqrt[3]{\left(\frac{s}{r}\right)^2}$

Ebenso folgt aus $v = \pi r^2 s$

$$r^2 = \frac{v}{\pi s},\; r^3 = \frac{v}{\pi}\cdot\frac{r}{s},$$

mithin $\qquad r = \sqrt[3]{\frac{v}{\pi}}\,\sqrt[3]{\frac{r}{s}}.$

Wenn wir nun die für r und s erhaltenen Beziehungen in D einsetzen, wobei noch $\frac{s}{r}$ mit l bezeichnet werden soll, so wird

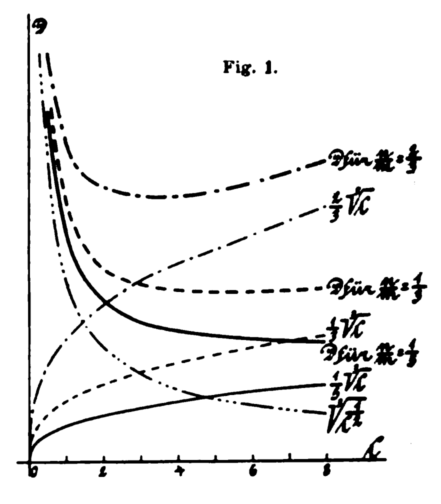
$$D = m\sqrt[3]{\left(\frac{v}{\pi}\right)^2}\sqrt[3]{\frac{1}{l^2}} + n\sqrt[3]{\left(\frac{v}{\pi}\right)^2}\sqrt[3]{l}$$

$$= \sqrt[3]{\left(\frac{v}{\pi}\right)^2}\, m\left(\sqrt[3]{\frac{1}{l^2}} + \frac{n}{m}\sqrt[3]{l}\right)$$

Jetzt können wir die Kurve für D aufzeichnen, denn der Faktor vor der Klammer ist eine Konstante, bedingt somit nur den Masstab der Zeichnung und $\frac{n}{m}$ ist ein reiner Zahlenwert, welcher von der Form des Dampfdiagramms abhängt.[2])

In Fig. 1 sind verschiedene Kurven für D verzeichnet, entsprechend den verschiedenen Werten von $\frac{n}{m}$; es ist nun zu sehen, dass die Kurve für D in der Nähe des Minimums sehr flach verläuft und erst stark ansteigt, nachdem man sich um ein ganzes Stück von diesem entfernt hat.

Ebenfalls ist aus der Kurve für D ersichtlich, dass man nie einen erheblich zu grossen Dampfverlust erhält, wenn man den Zylinder zu lang ausbildet; sobald aber die Notwendigkeit vorliegt, den Zylinder kurz auszubilden, z. B. beim Niederdruckzylinder, muss man genau untersuchen, wie es sich mit dem Dampfverlust verhält, umsomehr, als die Dampfkondensation im NDC am schädlichsten ist;[3]) insbesondere soll man unter das Verhältnis $\frac{s}{r} = 2$ nur mit grösster Vorsicht gehen, unter $\frac{s}{r} = 1$ zu gehen, wird wohl nur ganz selten zulässig sein; denn die Kurve für D beginnt bei diesen unteren Werten von $\frac{s}{r}$ sehr steil anzusteigen.


Fig. 1.

Nun gehe ich zur Ermittlung der Grössen a, b, c über und stelle die zu diesem Zwecke zu machenden Voraussetzungen[4]) in der folgenden Uebersicht zusammen

1. Die an der Fläche F während der Zeit τ kondensierte Dampfmenge ist *proportional:*
   a) dem Temperaturunterschied t zwischen Dampf und Wand,
   b) der Grösse F der vom Dampf berührten Fläche,
   c) *der Zeit* τ, *während welcher der Dampf kondensiert.*
2. Der im Dampfzylinder vorhandene Wasserniederschlag hat die Temperatur der Fläche, an der er kondensiert.

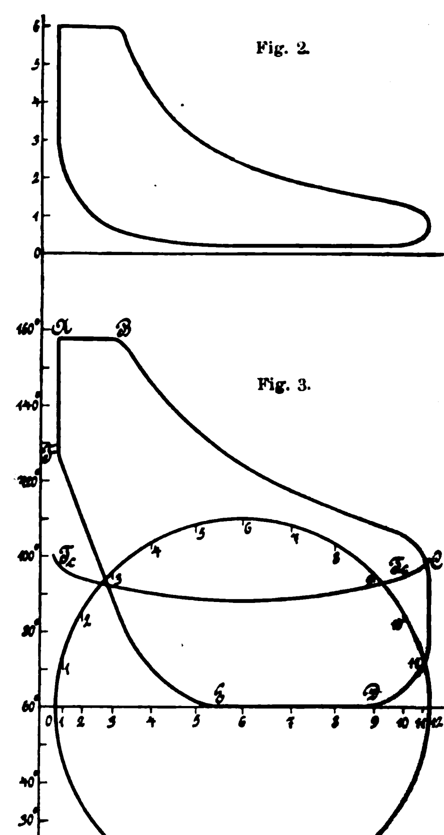

Fig. 2.

Fig. 3.

[2]) Es ist sehr leicht die Kurve für D zu konstruieren; nämlich D besteht aus zwei Summanden, von denen der eine $\frac{n}{m}\sqrt[3]{l}$ in bekannter Weise als Ordinate der kubischen Parabel konstruiert wird, während der andere Summand $\sqrt[3]{\frac{1}{l^2}}$ proportional dem Differentialquotienten des ersten ist.

[3]) Der im Hochdruckzylinder sich niedersetzende Dampf kann entweder in demselben als Kondenswasser bleiben, oder verdampft wieder während der Ausströmungsperiode; der erste Teil ist unschädlich, weil er seine latente Wärme im Zylinder abgegeben hat. Der andere Teil wird im NDC noch verwertet. Hieraus folgt auch, dass der HDC mit Rücksicht auf den Dampfverlust möglichst gross auszubilden ist, damit auf den NDC ein nur kleines Temperaturgefälle zukommt.

[4]) Prof. *Ernst A. Brauer.* Z. d. V. d. I., 1883. „Gegenwärtige Richtung der Dampfmaschinentheorie und ihre experimentelle Begründung."

3. Der Wärmeaustausch zwischen Dampf und Wand wird durch den Wasserbeschlag vermittelt. Wenn also die Wand trocken ist, so ist der Wärmeaustausch zu vernachlässigen.

Zwecks Ermittlung der Grössen a, b, c entwickle ich aus dem Diagramm Fig. 2, welches den Druck als Funktion des Kolbenweges angibt, nach den *Fliegner*schen Tabellen ein zweites, Fig. 3, worin die Temperaturfunktion des Kolbenweges ist. $A B C D E F A$ sei die Temperaturkurve des Dampfes.

In Fig. 4 gebe $K L M N Y X$ die Temperatur des Dampfes als Funktion des Kurbelweges, also auch der Zeit an; um dieses letztere Diagramm zu konstruieren, wird bekanntlich über s (Fig. 3) als Durchmesser ein Kreis geschlagen, und für jede Temperatur als Ordinate die Länge des zugehörigen Kreisbogens als Abszisse abgetragen.

unterhalb t_m $(P Y N M P)$; mithin muss t_m so gefunden werden, dass die Flächen unter und über t_m gleich werden. Um hiernach t_m zeichnerisch zu ermitteln, verfahre man folgendermassen:

Zunächst trage man der Einfachheit halber die Fläche $x y z$ links als $x_1 y_1 z_1$ auf, indem man noch ein Teil des Diagramms vom vorigen Hub zeichnet (die gestrichelte Kompressionskurve).

Nun zeichne man die Integralkurven J_1 und J_2 so, dass die Ordinate $B C$ der Integralkurve J_1 für die beliebige Abszisse $A C$ den senkrecht schraffierten Inhalt der Temperaturkurve über der Ordinate $B' C'$ für die gleiche Abszisse $A C$ darstellt, also den Flächeninhalt $B' K L C' B'$; ebenso stellt die beliebige Ordinate $F E$ der Integralkurve J_2 den senkrecht schraffierten Flächeninhalt der Temperaturkurve unter $E' F'$, also die Fläche $E' F' M N E'$ dar.

Die beiden Integralkurven schneiden sich in O; die

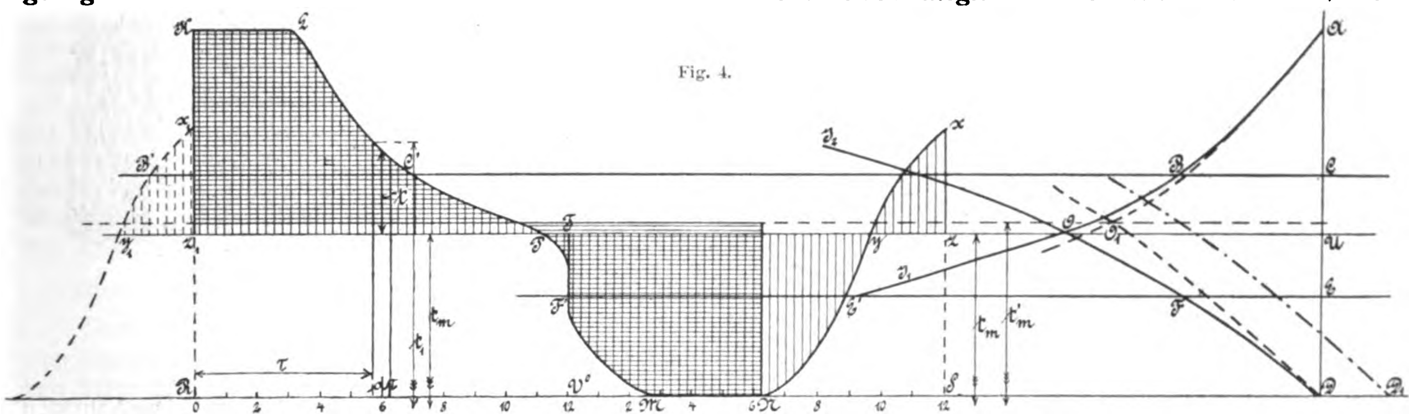


Fig. 4.

Abszisse t_m des Punktes O ist die mittlere Temperatur des Kolbens, denn wenn wir in der Höhe t_m eine Horizontale ziehen, so sind die Flächen unter und über der Horizontalen einander gleich.

t_m ist zugleich die Temperatur des Deckels, wenn derselbe nicht geheizt und gut isoliert ist.

Bei geheiztem Deckel ist die Integralkurve J_2 nicht von D aus zu zeichnen, sondern von einem Punkte D_1 aus, wobei $D D_1$ derjenigen Wärmemenge entspricht, welche während einer Umdrehung vom Heizdampfe durch den Deckel strömt.

Zur Ermittlung von t_m könnte man übrigens auch nur mit einem Integrale auskommen, denn t_m für den Kolben ist die Höhe eines Rechteckes auf der Grundlinie $R S$ vom gleichen Inhalt, wie die Flächen $KLMRK + XNSX$; t_m für den geheizten Deckel ist die Höhe eines Rechtecks auf der Grundlinie $R S$, dessen Inhalt um d grösser ist als die Flächen $K L M R K + X N S X$, wobei d wieder derjenigen Wärmemenge entspricht, welche während einer Umdrehung vom Heizdampf durch den Deckel fliesst.

Nun suche ich die Temperatur der Deckel und Kolbenfläche, vorausgesetzt, dass sowohl Deckel wie Kolben vor Wärmeaustausch nach aussen geschützt sind; es muss dann die ganze Wärme, die durch den Deckel resp. Kolben vom Dampfe aufgenommen wird, wieder an den Dampf abgegeben werden.[5])

Der Kolben und Deckel kommen nun während einer Umdrehung nach und nach mit dem Dampfe von den Temperaturen der Kurve $K L M N Y X$ (Fig. 4) in Berührung.

Wenn ihre Temperatur t_m ist, dann herrscht zur Zeit τ der Temperaturunterschied t zwischen Dampf und Wand; während des Zeitelementes $d\tau$ geht also eine Wärmemenge $L \cdot t\, d\tau$ vom Dampf auf die Wand über (L ist ein Proportionalitätsfaktor); während der ganzen Umdrehung geht demnach vom Dampf auf die Wand eine Wärmemenge über, die proportional der senkrecht schraffierten Fläche oberhalb t_m ist $(K L P Z' K + X Y Z X)$. An den Dampf abgegeben wird die senkrecht schraffierte Fläche

[5]) Prof. *Ernst A. Brauer.* Z. d. V. d. I. 1883.

(Schluss folgt.)

Mitteilungen über Herstellung und Eigenschaften der Treibriemen.

(Fortsetzung von S. 11 d. B.)

2. *Geweberiemen.*

Geweberiemen werden hauptsächlich aus Baumwolle allein oder in Verbindung mit anderen Gespinstfasern, seltener aus Hanf, Flachs oder anderen Stoffen angefertigt. Sie werden entweder als Ganzes gewebt oder als Tuchriemen hergestellt, indem Tuchstreifen zusammengefaltet und darauf zusammengenäht oder auch durch geeignete Imprägnierungsstoffe, wie Gummi oder Balatamasse, zusammengeklebt werden. Letztere Riemen werden nach der Zahl der Tuchlagen als doppelte, dreifache usw. bezeichnet. Das Zusammenfalten kann, wie die Skizzen zeigen, auf verschiedenartige Weise erfolgen, wobei das Ende des Tuchstreifens entweder nach Fig. 11a an die Aussenkante, nach Fig. 11b in die Mitte oder endlich nach Fig. 11c in das Innere des Riemens verlegt werden kann. Die letztere Art der Faltung erscheint als die zweckmässigste bei mehr als dreifachen Riemen, da das freie Gewebeende geschützt liegt, und wird auch wohl am meisten angewandt. Fig. 11d—f zeigen noch verschiedene Arten der Faltung mehrfacher Riemen. Die Ausführung der Faltung wird, vor allem bei Riemen mit

höherer Lagenzahl, die Steifigkeit der Ränder beeinflussen und auch nicht ohne Bedeutung für die Verwendbarkeit der Riemen in Ausrückergabeln sein, da nach etwaiger

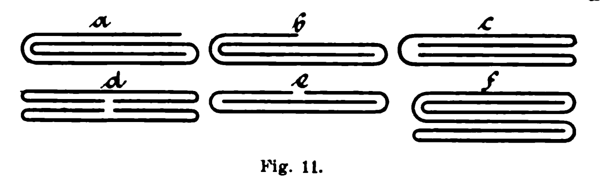


Fig. 11.

Abnutzung der äusseren Tuchlage an den Kanten der Zusammenhalt der Tuchlagen bei verschiedener Faltungsart verschieden sein kann.

In den Fig. 12 und 13 ist schematisch eine Gewebe-

Fig. 12.

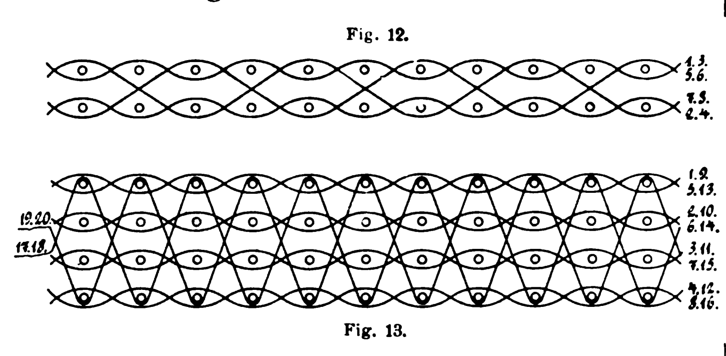


Fig. 13.

art ganz gewebter Riemen mit doppelter und vierfacher Kette angegeben. Die Nummern an den Enden geben die Reihenfolge der Kettenfäden an. Es ist jedesmal ein volles Fach, d. h. es sind alle Fäden bis zur Wiederkehr der gleichen Anordnung verzeichnet.

Brauchbar zur Fabrikation von Treibriemen sind nur beste, gleichmässige Gewebe aus gezwirnten Fäden, zu denen eine zähe und lange Baumwoll- resp. Hanffaser verwendet werden muss, um einen elastischen Riemen zu erzielen. Dieser letztere Gesichtspunkt ist auch bei der Verarbeitung und vor allem auch beim Verspinnen der Fasern zu beachten. Die Fäden werden je nach dem Zweck der Verwendung in verschiedener Dicke und Festigkeit gesponnen und ebenso in sehr verschiedener Art zu Geweben verarbeitet.

Wichtig ist, und zwar hauptsächlich für die stark hygroskopische Baumwollfaser, eine gute Imprägnierung, die in erster Linie die Aufnahme von Feuchtigkeit verhindern soll, da letztere der Gespinstfaser an sich schädlich ist, auch im Betriebe bei verschiedenem Feuchtigkeitsgehalt der Luft ein wechselndes Längen des Riemens veranlasst und hierdurch die gleichmässige Kraftübertragung stört. Baumwollriemen werden sehr häufig mit Mennigefarbe gestrichen.

„Engineering“ [1]) beschreibt ein neues Verfahren zur Anfertigung von Treibriemen und ähnlichen Fabrikaten, nach welchem kontinuierliche flache Bänder aus beliebigem Fadenmaterial dadurch hergestellt werden, dass eine Lage von parallelen Kettenfäden mittels Verbindungsfäden zusammengenäht und zu einem festen Band vereinigt werden. Die Kettenfäden *a* (Fig. 14) werden von Spulen

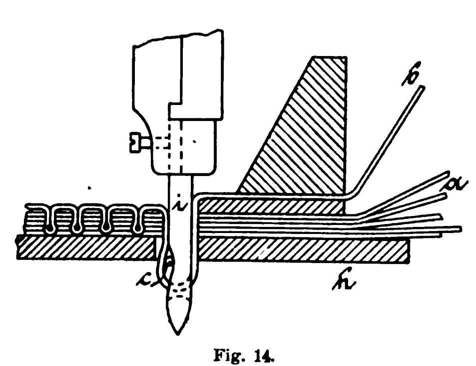


Fig. 14.

[1]) „Engineering“, 15. Juli 1904.

abgewickelt und durch eine Führung über eine tischartige Unterlage *h* gezogen. Ueber derselben steht, an einer gemeinsamen Traverse befestigt, eine Reihe von Nähnadeln, die neben der zum Durchstechen der Kettenfäden nötigen vertikalen Bewegung sich seitlich, d, h. in der Querrichtung des herzustellenden Bandes hin und her bewegt. Die Nähfäden *b* treten durch eine Führung in die Nadeln *i* ein. Die Nadeln durchdringen die Längsfäden, bilden infolge ihrer eigenen Seitenbewegung und der Längsbewegung des Bandes zickzackförmige Stiche auf der Oberfläche des letzteren und binden bei jeder Bewegung ein Bündel der Kettenfäden zusammen. Fig. 15 zeigt die

Fig. 15. Fig. 16. Fig. 17.

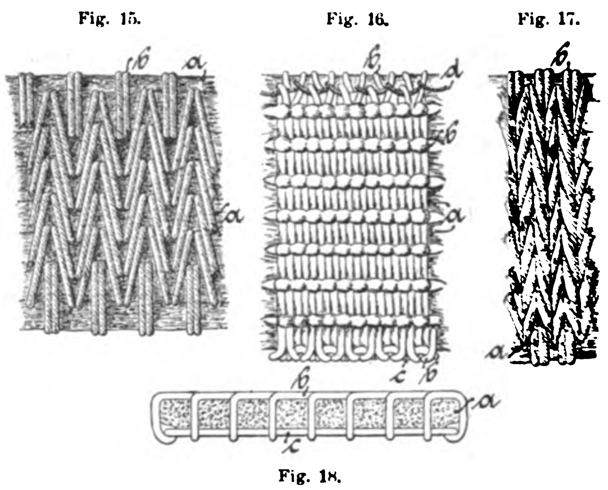


Fig. 18.

Oberfläche eines so entstehenden Riemens. Die Nähfäden werden auf der unteren Seite durch einen kontinuierlichen Schlussfaden *c* (Fig. 16) verbunden, der hin und her über die Breite des Riemens geführt wird und durch alle unteren Oesen des Nähfadens geht. An der einen Kante kann die geschlossene Oese des Schlussfadens nicht unmittelbar mit dem Nähfaden verbunden werden, weshalb hierzu ein besonderer Faden *d* erforderlich ist. Wenn die Grösse der seitlichen Bewegung der Nadeln gleich ihrem Abstande voneinander oder gleich einem vielfachen desselben ist, so liegen die unteren Knotenpunkte der Näh- und Schlussfäden in fortlaufenden parallelen Reihen (Fig. 16); weicht die Bewegungsgrösse von dem Nadelabstande ab, so werden sie gegeneinander versetzt liegen. Durch Veränderung der seitlichen Nadelbewegung kann die Anordnung der Stiche auf der Oberfläche und die durch das Nähen bewirkte Gruppierung der Kettenfäden modifiziert werden. Wie die Abbildungen des Gewebes zeigen, liegen die Bindefäden in vollkommen gleichmässiger Verteilung und gleichen Abständen auf dem Riemen. Wird, während die Nadeln im Stoff sind, die Bewegung des Bandes umgekehrt, werden die Kettenfäden also leicht zurückbewegt, so werden die Stiche enger zusammengedrängt, und die aufeinander folgenden Reihen der Nähfäden werden in fester Berührung zusammengepresst, so dass sie die ganze Oberfläche bedecken, wie in Fig. 17 angedeutet ist. Die untere Seite eines solchen Bandes ist in Fig. 16, ein Querschnitt desselben mit den Kettenfäden *a*, den Nähfäden *b* und den Schlussfäden *c* in Fig. 18 dargestellt. Selbstverständlich können die Nähfäden auch aus einem anderen Material als die Kettenfäden gewählt oder auch in verschiedenen Farben verwendet werden.

Die Kettenfäden werden auf diese Weise durch die Stiche in mehrere parallele Reihen geteilt. Geht nun die Querbewegung der Nadeln jedesmal über zwei solcher Reihen, so werden nicht nur die einzelnen Fadenbündel als solche zusammengebunden, sondern sie werden gleichzeitig miteinander zu einem Bande vereinigt.

Der Saum des Bandes wird durch die Nähfäden gebildet, die den Rand des Riemens umfassen und unten durch den Schlussfaden gehalten werden. Diese Riemen können auch ohne Ende und als Gummiriemen angefertigt werden, indem jeder Faden vor der Verbindung mit Gummimasse bedeckt wird; sie sollen sehr fest und kräftig und bedeutend schneller und billiger als durch Weben hergestellt werden können.

Eine besondere Klasse unter den Geweberiemen bilden die Haarriemen, die aus Haargarnen verfertigt werden und zu denen sich besonders Kamelhaargarn infolge seiner hohen Elastizität eignet. Die Kette dieser Riemen besteht gewöhnlich aus Kamelhaar, der Einschlag aus Baumwolle. Die Kamelhaarriemen müssen ebenso wie die Baumwollriemen zum Schutz gegen Feuchtigkeit gut imprägniert werden. Das Rohmaterial bedarf auch hier einer sehr sorgfältigen Auswahl, da dasselbe von sehr verschiedener Güte ist.

3. Gummi- und Balatariemen.

Gummiriemen werden aus besten Baumwollen- oder Jutegeweben hergestellt, die vor dem Zusammenfalten mit einer Schicht Gummi oder Balata bedeckt und durch dieses Bindemittel zu einem Ganzen zusammengehalten werden. Die Herstellung derselben zerfällt in folgende Einzelprozesse: Gewinnung und Reinigung des Rohmaterials und Herstellung der Gummimischung; Anfertigung des Gewebes; Bestreichen desselben mit der Mischung; Falten des Gewebes; Strecken, Pressen und Vulkanisieren der Riemen.

Von grosser Bedeutung für die Güte und Haltbarkeit eines Geweberiemens und zwar besonders der Baumwollriemen ist eine gute Imprägnierung, die eine feste Verbindung der Gewebelagen bewirken und dem Riemen Schutz gegen mechanische Beschädigungen und gegen äussere chemische Einflüsse gewähren soll. Die stark hygroskopische Baumwollfaser bedarf in besonderem Masse einer sorgfältigen, satten Imprägnierung, deren Zweck in jeder Hinsicht in vorzüglicher Weise durch Gummi oder Balata erreicht wird. Beide Stoffe verbinden die einzelnen Tuchlagen zu einem formbeständigen Ganzen, welches sehr haltbar ist, da durch das Einbetten der Fasern in der Verbindungsmasse das Lösen einzelner ausgeschlossen wird. Die Gummiriemen sind also eine feste Verbindung besonders kräftiger Gewebe mit bestem vulkanisierten Weichgummi, welcher bis 50 v. H. des gesamten Riemengewichtes beträgt. Wesentlich ist eine möglichst innige Verbindung des Gummis mit dem Gewebe, auf die bei der Fabrikation besonderes Gewicht zu legen ist.

Der Gummi (Kautschuk) ist der eingetrocknete Milchsaft gewisser Bäume, die in Südamerika, Ostindien und auch in verschiedenen Gebieten Afrikas vorkommen. Dieser Milchsaft läuft entweder aus den Schnittflächen der betreffenden Bäume aus und wird dann eingetrocknet, oder

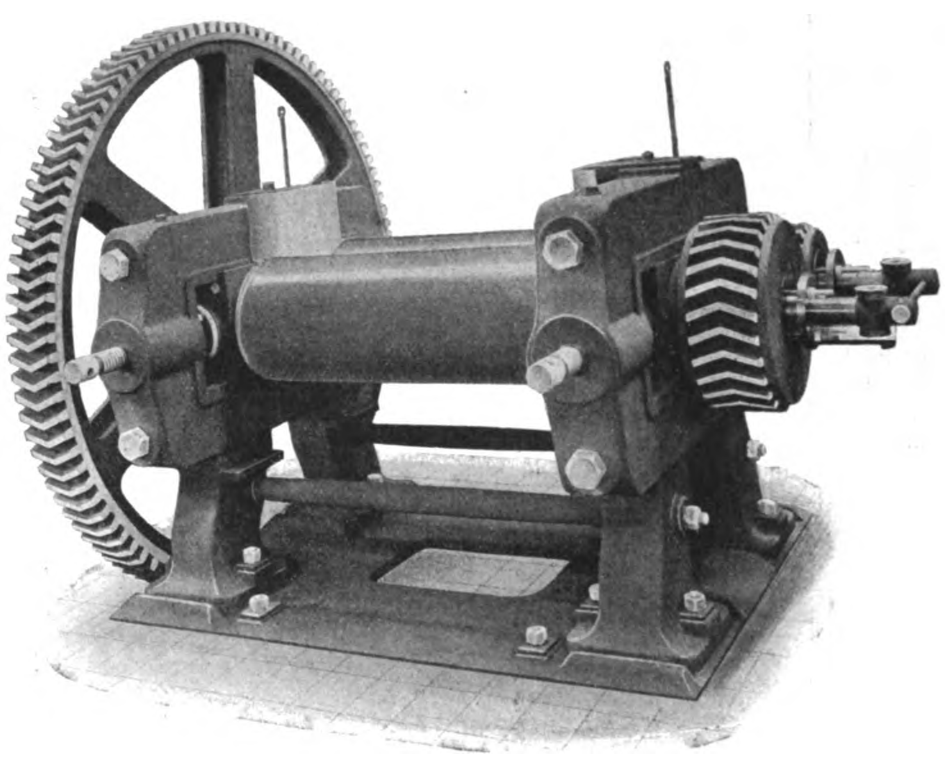


Fig. 19. Wasch- und Misch-Walzwerk der Maschinenbauanstalt Humboldt.

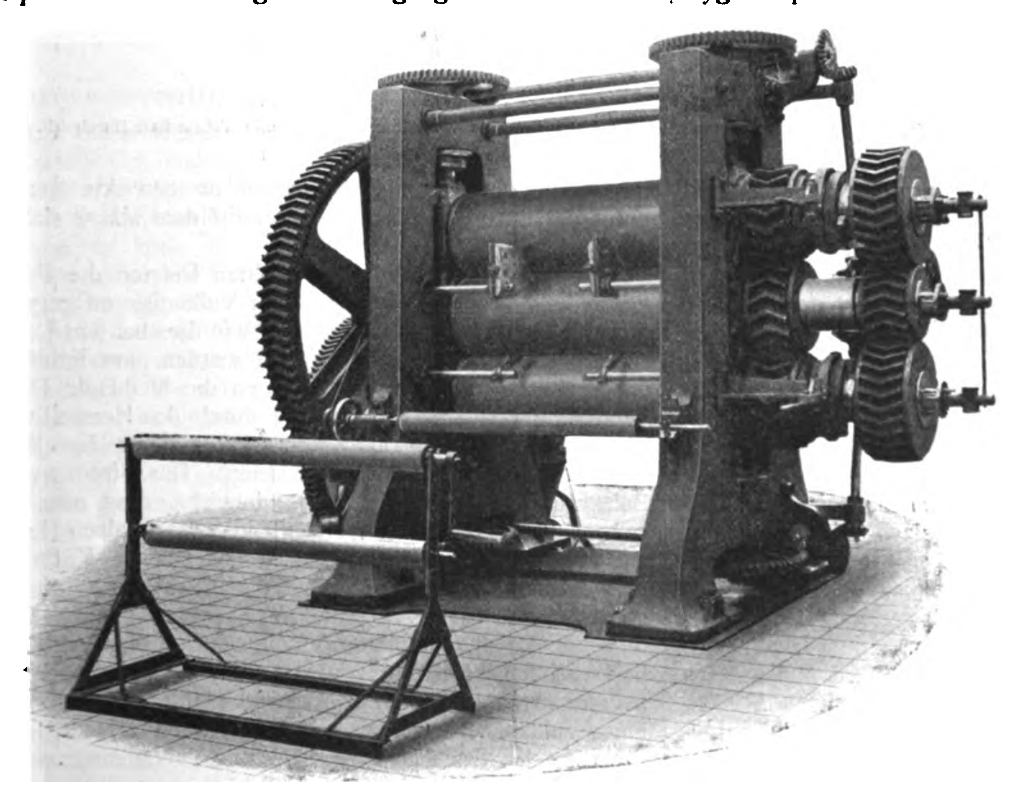


Fig. 20. Dreiwalzen-Platten- und Streichkalander der Maschinenbauanstalt Humboldt.

er wird bei anderen Bäumen durch Herausklopfen aus den zerschnittenen Stämmen nach hierdurch erfolgter Entfernung der Holzfasern gewonnen. Der auf diese Art erhaltene Kautschuk ist bereits ziemlich frei von flüchtigen Bestandteilen und verliert bei dem folgenden Trockenprozess kaum 10 v. H. seines Gewichtes. Der auslaufende Gummi gerinnt schnell und behält 20—30 v. H. fremder Bestandteile, die er beim Trocknen verliert. Das völlige Austrocknen erfordert oft mehrere Monate Zeit. Der so gewonnene Gummi ist in der Kälte hart, aber elastisch, in der Wärme wird er weich und klebrig; sein spezifisches Gewicht ist 0,93—0,96. Wird Kautschuk bei gleichzeitiger Erhitzung mit Schwefel zusammengeknetet, wird er „vulkanisiert", so werden seine Eigenschaften dauernd wesentlich verändert. Durch die Vulkanisation wird der Kautschuk elastisch — auch bei niedrigen Temperaturen —, klebt nicht mehr zusammen und wird in den gewöhnlichen Lösungsmitteln des Kautschuks unlöslich; er ist dagegen löslich in reinem Aether, Chloroform und Schwefelkohlenstoff und schmilzt bei etwa 125 ^{0}.

Die Rohstoffe des Handels sind stark durch Sand, erdige Substanzen und Holz verunreinigt und müssen deshalb vor ihrer weiteren Verarbeitung einem besonderen Reinigungsprozess unterworfen werden. Zur Entfernung der erwähnten Fremdkörper wird das Material auf sogenannten Waschwalzwerken unter Zufluss von Wasser gemahlen. Diese Maschinen bestehen in der Hauptsache aus zwei starken nebeneinander liegenden Walzen, über denen eine Wasserbrause liegt und unter denen ein Kasten mit Siebboden aufgestellt ist. Die Fremdkörper werden zermahlen und durch das ständig zufliessende Wasser fortgeschwemmt, während der Gummi oder die Balatamasse Felle bilden und auf dem Sieb zurückbleiben. Nach sorgfältiger Trocknung wird das Material auf Mischwalzwerken, welche ähnlich den Waschwalzwerken konstruiert sind, mit Schwefel und den sonst erforderlichen mineralischen Zusätzen innig zusammengeknetet. Fig. 19 zeigt ein solches Wasch- und Misch-Walzwerk der *Maschinenbauanstalt Humboldt*, Kalk bei Köln. Die so zum Vulkanisieren vorbereitete Gummimischung wird nun auf den sogenannnten Streichkalandern oder auch mittels Streichmaschinen (Spreadingmaschinen) auf das Gewebe aufgetragen. Die Streichkalander bestehen aus drei übereinander liegenden starken Hartgusswalzen von 400 bis 550 mm Durchmesser. Zwischen die beiden oberen Walzen wird die Gummimasse in Form eines starren Teiges eingebracht, so dass die mittlere Walze einen dünnen Ueberzug dieser Masse erhält. Das Gewebe, welches von einer mit Bremse versehenen Walze abrollt, wird zwischen der unteren und mittleren Walze eingeführt und nach Passieren des Kalanders wieder auf eine andere Rolle aufgewickelt. Die untere Walze, über welche das Gewebe hinstreicht, läuft laugsamer als die mittlere, so dass die auf der letzteren befindliche Gummiwirkung intensiv auf und in den Stoff gestrichen wird und die Maschen desselben gut ausfüllt. Das imprägnierte Gewebe wird äusserlich noch mit Gummilösung eingestrichen. In Fig. 20 ist ein Streichkalander der *Maschinenbauanstalt Humboldt* wiedergegeben.

Das Zerschneiden des Gewebes in Streifen der erforderlichen Breite erfolgt zum Teil vor, zum Teil nach dem Gummieren. Die gummierten und auf Breite geschnittenen Streifen, deren Länge 100 bis 120 m beträgt, werden entweder von Hand oder auf einer besonderen Faltmaschine in der gewünschten Zahl von Lagen zusammengefaltet und zusammengeklebt. Beim Zusammenlegen des Stoffes ist sorgfältig darauf zu achten, dass keine Falten und Luftblasen entstehen. Um die Klebefähigkeit des Gummis zu erhöhen, werden die Stoffe vor dem Falten angewärmt. Nach dem Zusammenfalten werden die Riemen meistens noch auf besonderen starken Nähmaschinen mit zwei oder mehr Längsnähten durchnäht, welche die durch den Gummi oder die Balata bewirkte Verbindung der einzelnen Tuchlagen in erhöhtem Masse sichern sollen.

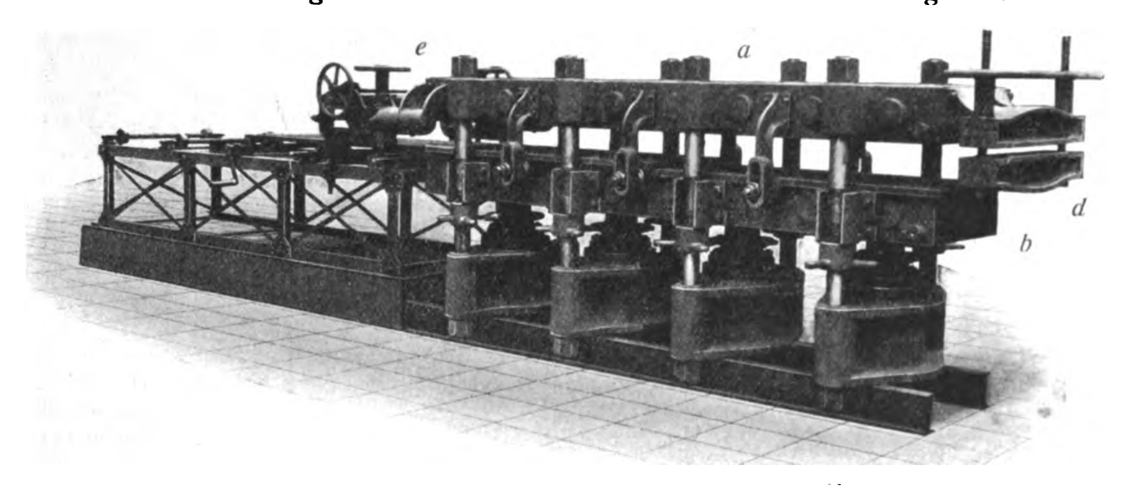


Fig. 21. Hydraulische Riemenpresse mit Streckvorrichtung und gesetzlich geschützter Feststellvorrichtung der Maschinenbauanstalt Humboldt.

Bevor den soweit fertiggestellten Riemen die Formbeständigkeit durch Trocknen oder Vulkanisieren gegeben wird, müssen sie noch — ebenso wie dies bei den Lederriemen der Fall war — gestreckt werden, um innerhalb der praktisch erforderlichen Grenzen die bleibende Dehnbarkeit zu verlieren und etwaige durch den Herstellungsprozess verursachte Ungleichmässigkeiten zu beseitigen und einen geraden Lauf zu erzielen. Das Strecken der Balatariemen wird in der Weise bewirkt, dass man dieselben durch zwei Kalander mit je zwei Walzen laufen lässt. Dadurch, dass die Walzen des zweiten Kalanders eine grössere Umfangsgeschwindigkeit besitzen als die des ersten, wird das Strecken der Riemen erreicht. Während die Balata nach dem Trocknen ihre Plastizität verliert und formbeständig wird, muss die Gummimischung zu diesem Zweck einer starken Erhitzung ausgesetzt, sie muss vulkanisiert werden. Die drei noch erforderlichen Prozesse des Streckens, Pressens und Vulkanisierens werden auf einer Maschine, der Vulkanisierpresse, vereinigt. Diese Presse besteht in der Hauptsache aus zwei mit Dampf geheizten Hohlplatten, deren obere feststeht, während die untere durch hydraulische Presskolben oder auch durch Schrauben gehoben und gesenkt werden kann. An einem Ende der Presse befindet sich eine hydraulische

Streckvorrichtung, an dem anderen Ende sind Klemmbacken zum Einspannen des Riemens angebracht. Der Riemen wird zunächst um etwa 10 v. H. seiner Länge gestreckt; hierauf wird die Presse geschlossen, der Riemen wird mit einem Druck von etwa 110 kg/qcm gepresst und gleichzeitig durch die Heizplatten in dem zur Vulkanisation erforderlichen Masse erhitzt. Das Pressen hat den Zweck, während des Vulkanisierens eine Verschiebung der Lagen und eine Deformation des Riemens zu verhüten und vor allem auch eine innige Verbindung des Ge-

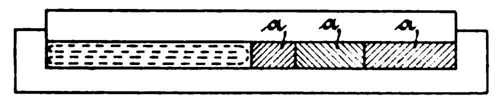


Fig. 22.

webes mit dem Gummi zu bewirken. Je nach der Dicke und der Zahl der Lagen bleibt der Riemen 15 bis 30 Minuten in der Presse. Durch das Pressen und Vulkanisieren wird der Gummi fest mit dem Gewebe verbunden, und der Riemen wird durch die Veränderung der Gummimasse, die ihre Plastizität verliert, in der gestreckten Lage, die er auf der Presse inne hatte, dauernd fixiert.

In Fig. 21 ist eine hydraulische Riemenpresse der *Maschinenbauanstalt Humboldt* dargestellt. *a* ist die obere feste, *b* die untere bewegliche Heizplatte, die durch Presskolben bewegt wird; *d* sind die festen Klemmbacken und *e* der Streckapparat, der ebenfalls durch hydraulische Kolben angetrieben wird. Das Pressen und Vulkanisieren geschieht in einer Form, damit der Riemen einen bestimmten und überall gleichen Querschnitt erhält. Fig. 22 zeigt den Querschnitt einer solchen Form. *a* sind Beilagen, deren Verwendung die Ausnutzung einer Form für verschiedene Breiten ermöglicht. Die Riemen selbst werden entweder scharfkantig oder mit abgerundeten Ecken hergestellt und in letzterem Fall nicht in einer Form vulkanisiert. Da der Riemen beim Strecken etwas an Breite verliert, so muss mit Rücksicht hierauf beim Falten zugegeben werden (2—5 v. H.). Um Festkleben der Riemen in der Form sicher zu vermeiden, werden dieselben auch wohl vor dem Vulkanisieren mit Talkumpulver gepudert.

Soll der Riemen noch besonders gegen mechanische oder chemische Einflüsse geschützt werden, die die freiliegenden Gewebefasern beschädigen könnten, so wird derselbe noch mit einer vollen Schicht Gummi umgeben,



Fig. 23.

die das Gewebe vollständig umhüllt, oder es werden auch nach dem Falten beiderseits Gummiplatten aufgelegt, die in der Presse fest aufgepresst und vulkanisiert werden.

Gummi - Treibriemen können in der geschilderten Weise in ganz beliebigen Längen, auch als Riemen ohne Ende hergestellt werden. Im Handel sind Rollen von 100—120 m üblich, die in Breiten von 30 mm bis mehr als 1000 mm hergestellt werden. Breiten von mehr als 300 mm finden hauptsächlich für Transportgurte Anwendung, die in gleicher Weise angefertigt werden und derselben Sorgfalt bedürfen wie Treibriemen. In Fig. 23 ist ein Transportband dargestellt, dessen Gummischicht mit Rücksicht auf die stärkere Beanspruchung der vom Fördergut berührten Seite nach der Mitte zu verstärkt ist; um Platz für die Gummilage zu schaffen, sind die Tuchlagen stufenförmig abgesetzt.[2])

(Schluss folgt).

[2]) „Gummizeitung“ 1904, S. 277.

Kleinere Mitteilungen.

Rohrbruchventil, System Hübner und Mayer.

Die Sicherheitsapparate, die ausser den Rohrbruchventilen an Kesseln sich finden, nämlich die Wasserstandsanzeiger und Sicherheitsventile, sind eigentlich nur dazu da, das Auftreten irgendwie gefährlicher Zustände im Kessel anzuzeigen. Fast nie ist durch sie allein ohne das Eingreifen des Heizers, der die schädlich wirkenden Einflüsse entfernte, ein Unglück verhütet worden. Demgegenüber sollen die Rohrbruchventile, die an Kesseln oder in Leitungen mit hochgespanntem Dampf eingebaut sind, selbsttätig durch Abschliessen des betreffenden Rohrstranges, der auf irgend eine Weise beschädigt wurde, alle hiermit verbundenen Gefahren beseitigen. Schon aus dieser Ueberlegung geht hervor, welche Wichtigkeit diesen Armaturen beizumessen ist, und wie viel darauf ankommt. ein wirklich sorgfältig konstruiertes, sicher und augenblicklich wirkendes derartiges Ventil zu besitzen.

Die meisten älteren Konstruktionen litten an erheblichen Mängeln: entweder war ihre Empfindlichkeit zu gross, indem schon eine einfache Schwankung im Dampfstrom ihren Schluss herbeiführte oder indem sie, auf Grund des Gesetzes der Schwere arbeitend, nur bei vollständig senkrechter Lage der Spindel ihre Schuldigkeit taten, oder sie waren nicht empfindlich genug, indem die Trägheit ihrer Masse zu gross war, als dass der Schluss so augenblicklich hätte eintreten können, wie das bei einem Bruch nun einmal erforderlich ist.

Demgegenüber besitzt das Ventil nach den Patenten von *Hübner & Mayer*, Maschinen- und Dampfkessel-Armaturen-Fabrik in Wien, eine so einfache und dabei sinnreiche Anordnung, dass es allen Ansprüchen gerecht werden dürfte, die man billigerweise an ein derartiges Ventil stellen kann. Es wird durch einen Doppelkegel *D* gebildet (s. Fig. 1), der in seiner Achse ausgebohrt und auf eine zylindrische Führung *L* gesteckt ist. Diese ist selbst hohl und bildet einen Auspuffkanal *M*, welcher in Verbindung

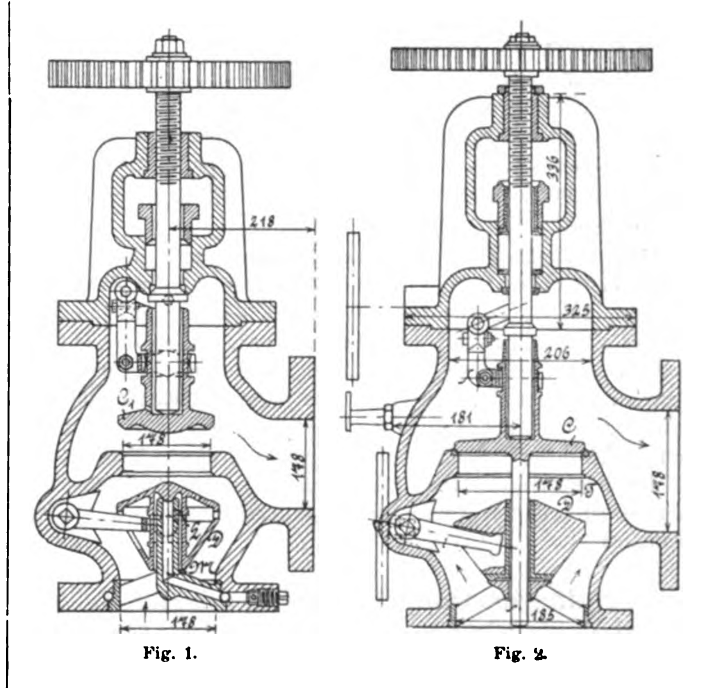


Fig. 1. Fig. 2.

mit der freien Luft oder irgend einem anderen Raum niedrigen Druckes steht. Für gewöhnlich liegt der Ventilkegel fest auf seiner Führung und schliesst den Auspuffkanal. Der Dampfüber-

druck sichert ihn in dieser Stellung. Die durch einen Rohrbruch entstehende Druckverminderung pflanzt sich rasch bis zu der oberen Fläche des Selbstschlusskörpers fort, während auf die untere Fläche noch nahezu der volle Kesseldruck wirkt. Durch diesen nach oben auf die grossen Flächen des Selbstschlusskörpers wirkenden Druckunterschied wird der Ventilkörper gehoben und das Ventil ohne Stoss abgeschlossen, weil die Dampfkraft auch während der Schliessbewegung fortwirkt. Beim Selbstschluss strömt ein dünner Dampfstrahl durch den Kanal *M* zischend ins Freie und gibt dem Kesselwärter ein Signal. Die Wiedereröffnung nach einem Selbstschluss erfolgt durch Schliessen dés Absperrventiles C_1, worauf das Selbstschlussventil nach erfolgtem Druckausgleich selbsttätig in seine Bereitschaftslage zurückkehrt.

Die das Ventil offenhaltende Dampfkraft ist vielfach grösser, als das Eigengewicht des Selbstschlusskörpers, so dass dieses unbeschadet seiner Funktion in beliebiger Lage eingebaut werden kann, was das Ventil besonders für Schiffe geeignet macht.

Eine für stabile Anlagen bestimmte Konstruktion zeigt Fig. 2; bei dieser wird das Eigengewicht des Ventilkörpers durch eine vom strömenden Dampfe erzeugte Saugwirkung vermehrt.

Die Ventile sind derart eingestellt, dass sie bei den im Betriebe vorkommenden grössten Dampfgeschwindigkeiten nicht, bei einem Rohrbruche jedoch sicher schliessen. Erfordern es aussergewöhnliche Betriebsverhältnisse, so kann man durch teilweises Herausdrehen der an dem äusseren Probierrade befindlichen Stellschraube den Hub des Selbstschlusskörpers vergrössern und dadurch das Ventil für einen Abschluss bei grösseren Dampfgeschwindigkeiten bezw. Druckabfällen einstellen. Die Führungsspindel des unteren Ventilkegels ist mit dem Absperrventilkegel fest verbunden, so dass bei jeder Bewegung des Absperrventiles eine Verschiebung der Führungsspindel im Ventilkörper erfolgt, wodurch dieser sicher beweglich erhalten wird.

Bei Fig. 1 und 2 sind die Absperrventile lose verschiebbar auf der Absperrspindel geführt und schliessen sofort ab, wenn die Dampfströmungsrichtung wechselt. Beide Ventile haben Probierräder, welche derart mit dem Selbstschlusskörper in Verbindung stehen, dass durch Drehen derselben ein Anheben der Selbstschlusskörper erfolgt. Hierdurch kann man sich nicht nur von der Beweglichkeit der Ventilkörper überzeugen, sondern nach Anbringung entsprechender Vorrichtungen elektrisch oder mechanisch von fern her einen sofortigen Abschluss der Ventile bewirken, wenn nicht ein Rohrbruch, sondern ein Unfall anderer Art deren sofortiges Absperren erfordert.

Die Ventile werden sowohl als Eck- wie als Durchgangsventile ausgeführt. Als Material wird für die Gehäuse und Deckel Stahlguss, für die beweglichen Teile Rotguss und für die Sitze Nickel verwendet, so dass die Ventile für alle vorkommenden Betriebsspannungen, für gesättigten oder überhitzten Dampf geeignet sind.

Die vorstehend beschriebenen Rohrbruchventile haben sich bisher in der Praxis in vierzig Fällen von Rohr- und Ventilbrüchen, Kessel- und Ueberhitzerdefekten durch sofortigen Abschluss glänzend bewährt und damit unzweifelhaft eine Reihe von bedeutenden Unglücksfällen verhütet. Versuche, die mit den Ventilen an verschiedenen Orten des In- und Auslandes durchgeführt wurden, haben volle Bestätigung des Gesagten ergeben. Ein ausführlicher Bericht über Versuche mit diesen Ventilen ist in der Zeitschrift der Dampfkesseluntersuchungs- und Versicherungs-Gesellschaft A. G. in Wien, Jahrgang 1903, No. 8 und 9, enthalten.

Hulbards Doppelwasserstandsglas.[1]

Mit der gewöhnlichen Art der Anordnung von zwei vollkommen getrennten Wasserstandsanzeigern sind einige Nachteile verbunden, die mit der in Fig. 1—3 dargestellteu Konstruktion vermieden werden sollen. Sie nimmt weniger Platz ein, was in manchen Fällen z. B. bei Lokomotivkesseln mit ihren zahllosen Armaturen von grossem Wert ist, und verlangt bei voller Unabhängigkeit der beiden Schaugläser voneinander nur eine einfache Anbohrung des Kessels. Ein weiterer Vorteil ist, dass nur zwei Hähne notwendig sind und dass trotzdem jedes Glas für sich ganz oder teilweise vom Kessel abgeschlossen werden kann, ohne dass dabei in dem Zustande des anderen irgend etwas geändert würde. Es ist dieses durch eine eigenartige Anordnung der Durchbohrungen im Hahnküken erreicht. Durch Skalen hinter den Hahngriffen sind die einzelnen Stellungen kenntlich gemacht. Wie Fig. 1 erkennen lässt, ist für jedes Glas eine besondere Verbindung nach dem Kessel vorhanden und auch auf die bekannte Vorschrift, dass man imstande sein muss, diese Verbindungsöffnung nach einfacher Lösung einer Mutter mit einem Draht zum Zwecke der Reinigung glatt durchstossen zu können, ist bei der Konstruktion Rücksicht genommen (Fig. 2). In beiden Hahnköpfen befinden sich kleine Kegelventile, die selbsttätigen Abschluss bei Bruch eines Wasserstandsglases herbeiführen, wobei die unteren vollständig abdichten, während die oberen einen ganz feinen Dampfstrahl durchlassen, durch den der Heizer aufmerksam gemacht wird. Diese Ventilchen sind jetzt so konstruiert,

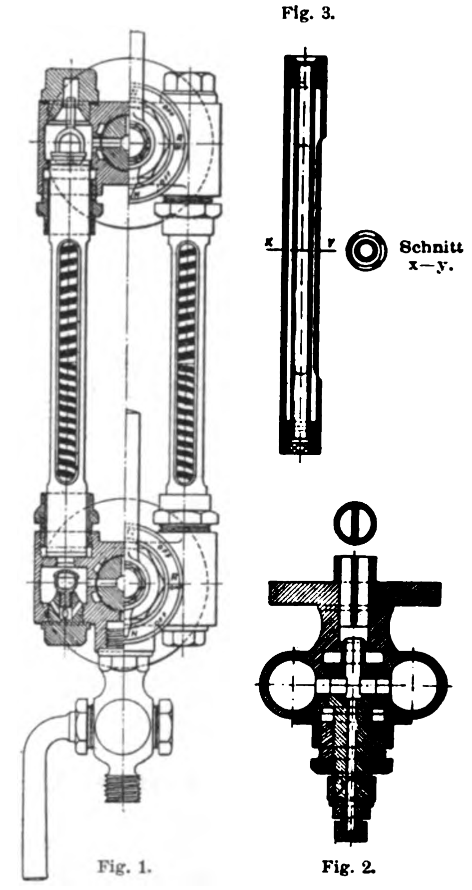


Fig. 1. Fig. 2. Fig. 3.

dass sie mit den Verschlusskappen zusammen abgenommen und wieder aufgesetzt werden müssen, so dass es ausgeschlossen ist, eins derselben bei dem erneuten Zusammenbau zu vergessen. Besonders sorgfältig ist auch die Abdichtung der Gläser vorgenommen. Sie sind in messingene Schutzhülsen (Fig. 3) eingesetzt, wobei Filzscheiben als Packung dienen. Eine oder mehrere von diesen Schutzhülsen hat man als Reserve zum Einsetzen fertig liegen. Springt nun ein Glas, so brauchen nur die Stopfbüchsenmuttern, die über die Hülse geschoben sind, gelockert zu werden, die obere Verschlusskappe losgeschraubt und an Stelle der alten Hülse mit Glas eine neue eingesetzt zu werden. Wie ohne weiteres ersichtlich, tritt ein Druck auf das Glas in vertikaler Richtung nicht auf, der bei der gewöhnlichen Art der Verpackung so oft zum Bruch des eben neu eingesetzten Glases Veranlassung gibt. Als Vorteil ist auch anzusehen, dass bei der naturgemäss stets etwas hastigen Arbeit des Einsetzens das Glas durch die Hülse vollkommen geschützt ist, und dass ein zu kräftiges Anziehen der Stopfbüchsen ebenfalls nicht zur Beschädigung des Glases führen kann, da ja durch jene Stopfbüchsen nur die Hülse abgedichtet wird. Diese ist im Innern hinter dem Glase weiss emailliert und mit schrägen Schlitzen versehen, durch die die schwarze Kesselwand sichtbar ist. Dadurch nun, dass die auf diese Weise entstehenden weissen Streifen, durch das Wasser im Glase gesehen, gebrochen werden, tritt die Höhe des Wasserstandes äusserst klar hervor.

F. Mbg.

[1]) „Enging." Okt. 14., 1904.



Gibsons Vorrichtung zum Bearbeiten von Ventilsitzen.

Es ist häufig sehr angenehm, den Sitz von Absperrventilen, Sicherheitsventilen und dergl. neu bearbeiten zu können, ohne dass man genötigt ist, das Ventilgehäuse selbst aus der Rohrleitung herauszunehmen. Das zu ermöglichen, ist die Aufgabe des im folgenden näher beschriebenen Werkzeuges, das für Ventile mit konischem oder flachem Sitz in Grössen von $1^1/_4$ bis 8" Durchmesser passt. Die Spindel *A* trägt an ihrem unteren Ende den Schneidstahl *N*. Ueber die Spindel ist die Hülse *B* geschoben, die am oberen Ende gespalten und aussen mit Schraubengewinde versehen ist; über dieses ist die ebenfalls gespaltene Mutter *C* gedreht, durch deren Klemmschraube *C* auf *B* und *B* auf *A* festgeklemmt werden kann. Am unteren Ende ist aussen auf die Hülse *B* ebenfalls Gewinde geschnitten und die hier sitzende Mutter bildet einen Teil des Kugellagers *G*. Eine zweite Hülse *E* ist über jene erste geschoben, die sich mit ihrem oberen Ende gegen die Mutter *C* legt, am unteren Ende den zweiten Teil des Kugellagers *G* trägt. Hülse *B* und damit Spindel *A* können sich in *E* frei drehen. Aussen ist *E* mit Schraubengewinde versehen und trägt eine Mutter *F* (s. auch Fig. 3), die durch die gerändelte direkt über ihr sitzende Gegenmutter in einer bestimmten Höhe auf *E* festgestellt werden kann. *F* ist mit Hilfe von vier versenkten Schrauben an zwei Stangen befestigt, die ihrerseits durch Stützen in irgend einer Weise mit dem Ventilgehäuse verbunden sind. Diese Stützen sind so ausgebildet, dass sie bequem benutzt werden können, mag nun der Deckel des Ventilgehäuses durch Stiftschrauben oder durch Bolzen befestigt sein. Der Schneidstahl *N* wird am Ende der Spindel *A* mit Hilfe einer Mutter zwischen zwei mit entsprechenden Einschnitten versehene Scheiben geklemmt, von denen sich die untere gegen einen Ansatz auf der Spindel legt. Unterhalb dieses Ansatzes wird noch eine Führung angebracht, bestehend aus einer hölzernen Scheibe mit einer Messingnabe, die genau in die Bohrung des Sitzes passt. Wie ohne weiteres ersichtlich, ist die Lage des Stahles der Höhe nach im allgemeinen durch die Mutter *C* und das Kugellager *G* festgelegt; sie kann jedoch nach Lösen der gerändelten Gegenmutter von *F* durch Drehen der Hülse *E* geändert werden. Letzteres geschieht, indem man in die Löcher an dem oberen Ansatz von *E* ein passendes Rundeisen steckt und mit dessen Hilfe *E* dreht.

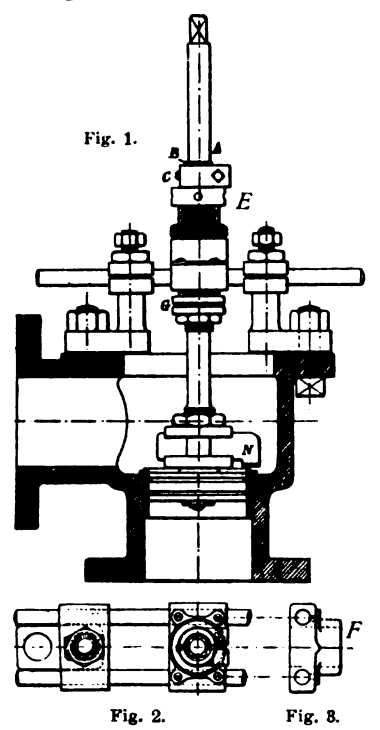


Fig. 1. Fig. 2. Fig. 3.

¹) Nach Enging. Oct. 14, 1904.

Das ganze Werkzeug wird, abgesehen von der Mutter *F* und der unteren Führung, aus Stahl hergestellt. Es arbeitet sich sehr leicht damit, da das Kugellager den durch den Stahl hervorgerufenen Druck in Richtung der Spindelachse aufnimmt und so die Reibung auf ein sehr geringes Mass herabgesetzt wird. Als besonderer Vorzug der ganzen Anordnung muss noch erwähnt werden, dass der Arbeiter den Stahl ununterbrochen verfolgen kann.

F. Mbg.

Magnalium.

Diese Magnesium-Aluminiumlegierung rührt von Dr. *L. Mach* her. Er hat 17 verschiedene Zusammensetzungen hauptsächlich auf ihr optisches Verhalten als Spiegelmetall untersucht.[1] *Diegel*[2] und *Saacke*[3] haben die Elastizität und Festigkeit des Magnalium, sein Verhalten im Seewasser und andere Eigenschaften ermittelt.

Das spezifische Gewicht beträgt 2,4 — 2,64, also etwa $^1/_3$ von dem des Eisens.

Mit Magnalium mit 4 v. H. Magnesiumgehalt, das von der *Maschinen- und Metallwaren-Fabrik Malovich & Cie.* in Wien bezogen wurde, sind die nachstehenden Ergebnisse erzielt. Bis zu dem Gehalt von 6 v. H. Magnesium lässt es sich rotgeglüht schmieden, mit mehr Magnesiumgehalt ist es spröde und zerfällt geglüht. Es wird ohne Säure gelötet, die zu verlötenden Stellen werden gut blank gemacht, vor der Berührung mit der Flamme geschützt erwärmt, bis das aufgelegte eigene Magnaliumlot sie vollständig benetzt, wozu letzteres mit einem Eisenstab verstrichen wird. In diesem Zustande werden beide Teile fest aneinandergedrückt, bis das Lot erkaltet ist. Die Lötungen halten sehr gut.

Die Biegungsfestigkeit wurde an einer Röhre mit 0,5 cm äusserem Durchmesser und 0,05 cm Wandstärke bei 100 cm Stützweite und Belasten in der Mitte festgestellt. Die gut ausgeprägte Proportionalitätsgrenze wurde bei 1600 kg/qcm, die Bruchgrenze bei 2180 kg/qcm ermittelt; bei der Proportionalitätsgrenze ergab sich eine maximale Durchbiegung von 0,76 cm.

Die in der Spalte „Elastizitätsmodul" nachstehender Tabelle angegebenen Zahlen sind durch Dehnungen ermittelt, bei einer Länge von 1,4 m.

Der Torsionsmodul wurde auf zwei Arten ermittelt: 1. nach der Schwingungsmethode, wobei 300 t/qcm, 2. durch stetige Verdrehung, wobei 304 t/qcm erhalten wurden. Das Verhältnis des Torsionsmodul zum Zugelastizitätsmodul beträgt im Mittel $^2/_5$; das stimmt auch sehr gut mit den gefundenen Werten überein.

Arthur Boltzmann.

Probe	Durchmesser in cm	Elastizitätsmodul kg/qcm	Torsionsmodul t/qcm	Torsionsproportionalgrenze kg/qcm	Linearer Wärmeausdehn.-koeffizient	Spezif. Wärme	Spezif. Gewicht
Röhre	0,5 äuss. 0,4 inn.	690	—	—	0,000022	0,23	2,543
Draht	0.048	678	—	—	—	—	—
—	0.01	778	302	7540	—	—	—
—	0,03	810	—	—	—	—	—
Reines Aluminium		650	—	—	0,000023	0,22	2,7
Reines Magnesium		400	—	—	0,000027	0,25	1,7

¹) Sitzber. der k. Akad. d. Wissenschaft, Wien; CVIII, 135. 1899. Sein lichtelektr. Verhalten; Dr. Schweider dieselben Berichte; CXII, 975, 1903.

²) Verh. d. Ver. Gewerbefl. 1901, 277—288.

³) D. Essigindustr., Berlin, 6., 1902, 86—87, 95—97.

Bücherschau.

Grundzüge der Gleichstromtechnik. Als Lehrbuch beim Unterricht an technischen Fachschulen, sowie als Hilfsbuch für Studierende höherer technischer Lehranstalten bearbeitet von *R. von Voss*. II. Teil. Karlsruhe, 1904. Otto Petzold. Mit 94 Abbildungen und 11 Tafeln.

Der vorliegende Band behandelt die elektrischen Verhältnisse der Gleichstrommaschine, ohne auf die konstruktiven Einzelheiten einzugehen. Nacheinander werden besprochen und an Beispielen erläutert: die verschiedenen Arten der Ankerwicklungen, die Berechnung der elektromotorischen Kraft und des Ankerwiderstandes, die Ankerrückwirkung, Stromkommutierung und Funkenbildung, Kraftlinienverteilung in Nutenankern, die Schaltungen der dynamoelektrischen Maschine, die Wirkungsweise der Gleichstrommotoren, Energieverluste und Wirkungsgrad. Am Schluss folgt die vollständige Berechnung einiger Maschinen.

Die einzelnen Abschnitte bringen das Wesentliche in kurzer und elementarer Darstellung, so dass das Buch für den elektrotechnischen Fachschulunterricht empfohlen werden kann, wenn auch kleine Mängel zu bemerken sind. Die in der Einleitung gegebene Bezeichnung Transformatoren für Maschinen zur Umwandlung elektrischer in elektrische Arbeit wird gewöhnlich nur für die ruhenden Wechselstromapparate gebraucht, richtiger wäre wohl der allgemeinere Ausdruck Umformer. Die auf einigen Tafeln dargestellten Wicklungsschemata für mehrpolige Maschinen enthalten zu viel Linien; erfahrungsgemäss wirken derartige Figuren auf den Anfänger direkt abschreckend. Die zur Vermeidung der Funkenbildung angegebenen Mittel hätten wohl noch schärfer kritisiert werden können. *Stephan.*

Entwurf und Konstruktion moderner elektrischer Maschinen für Massenfabrikation. Von *Ernst Schulz*. Hannover, 1904. Gebr. Jänecke. 132 Seiten mit 110 Abbildungen.

Der Verfasser veröffentlicht hier in dankenswerter Weise die ausführliche Berechnung einer Reihe von kleinen Gleich- und Drehstrommaschinen zwischen 1 bis 20 PS und zeigt dabei, dass durch geschickte Wahl einzelner Grössen und Konstruktionsteile auch kleinere Werke, die nicht den grossen Absatz haben wie die ersten Weltfirmen, sich die Vorteile der Massenfabrikation verschaffen können. Im allgemeinen pflegen die Konstrukteure elektrischer Maschinen die vollständigen Berechnungen nicht herauszugeben und aus dem Buch erhellt auch der Grund dafür: Trotzdem die Berechnungsmethoden besonders in den letzten Jahren sehr vervollkommnet sind, bleibt doch noch ein Rest dem durch die praktische Erfahrung gestärkten technischen Gefühl des Konstrukteurs überlassen, so dass die mehr oder minder genau hergeleiteten Faustformeln der einzelnen Autoren für dieselbe Sache oft recht abweichende Ergebnisse liefern, da jeder die Konstanten der Gleichungen eben an den von ihm oder seiner Firma gebauten Maschinen durch Versuche ermittelt hat. Ein sehr interessantes Beispiel hierfür bietet die in dem Buch gegebene Zusammenstellung und Vergleichung der Formeln für den funkenlosen Gang und die konstante Bürstenstellung bei Gleichstrommaschinen.

Das von einem Praktiker für die Praxis geschriebene Buch ist, wie der Verfasser selbst hervorhebt, kein Lehrbuch im üblichen Sinne, wohl aber das einzige, welches alle Punkte enthält, die beim Entwurf einer *Typenreihe*, der in der Praxis oft wiederkehrenden Aufgabe, zu beachten sind. Deshalb dürfte es auch trotz verschiedener Mängel im Ausdruck in der Hand eines vorgeschrittenen Studierenden von Wert sein; es setzt allerdings voraus, dass der Leser mit den einschlägigen Lehrbüchern bekannt ist. *Stephan.*

Dreieck und Kraftübertragung in Baukonstruktionslehre und Bauwesen. Von Dr. *Friedrich Heinzerling*, Professor an der Kgl. technischen Hochschule zu Aachen. Leipzig, 1904. Carl Scholtze. 96 Seiten mit 156 Textfiguren und 3 Figurentafeln.

Nach der allgemein anerkannten physikalisch-chemischen Anschauung bestehen die festen Körper aus getrennt von einander in bestimmten Abständen befindlichen Molekülen, deren Entfernungen und kleine Schwingungen um die Gleichgewichtslage von dem Temperatur- und Spannungszustand an der betreffenden Stelle abhängen. Auf Grund dieser Anschauung gibt der Verfasser in der vorliegenden Schrift, welche die Grundzüge einer Dynamo-Statik enthält, eine sehr interessante Darstellung der Hauptsätze der Festigkeitslehre, die selbstverständlich zu denselben Ergebnissen kommt, wie die ältere Theorie. Da das hauptsächlich für Bauingenieure bestimmte Buch nur eine vorläufige Untersuchung auf dem Gebiet der Dynamo-Statik geben und zu weiteren Arbeiten anregen will, so können kleine Ungenauigkeiten, wie die in Fig. 10 für alle Baustoffe, auch Gusseisen und Holz vorausgesetzte Giltigkeit des *Hooke*schen Gesetzes und einige andere den Wert des Buches nicht schmälern.

Im praktischen Teil wird ein sehr einfaches zeichnerisches Verfahren zur Berechnung der in einem Fachwerk auftretenden Spannkräfte angegeben, das vor dem *Cremona*schen Kräfteplan den Vorzug hat, bei der Entwicklung der einzelnen Stabkräfte klar zu zeigen, wie die Lastkräfte von der Mitte aus nach den Auflagern von den Fachwerksgliedern übertragen werden.

Für die Verbreitung der vorgetragenen Gedanken wäre es wohl besser gewesen, wenn der Verfasser nicht nach Möglichkeit vermieden hätte, die nun einmal in der Festigkeitslehre fast allgemein benutzten Buchstabenbezeichnungen zu verwenden und zwar mit dem Erfolg, dass mehrfach ein Buchstabe auf derselben Seite ganz verschiedene Bedeutung hat. *Stephan.*

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Herzogliche Technische Hochschule Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig. Die öffentliche Feier der Rektoratsübergabe am 28. Oktober 1904. Braunschweig, 1904. Friedrich Vieweg & Sohn.

Verzeichnis neuester und besonders empfehlenswerter technischer Werke. Für Studienzwecke geeignet (nach Autoren und Schlagwörtern geordnet), herausgegeben von Fr. Weidemanns Buchhandlung (Heinrich Witt), Hannover.

Polytechnischer Katalog. Eine Auswahl von empfehlenswerten Büchern aus allen Gebieten der technischen und Kunstliteratur. Herausgegeben von Ludwig Fritsch, Buchhandlung und Antiquariat. 7. Auflage, 1904 — 1905. München. Preis 20 Pf.

Einleitung in die Theoretische Elektrizitätslehre. Von Dr. *Ignaz Wallentin*, K. K. Regierungsrat und Landesschulinspektor in Wien. Mit 81 Abbildungen. Leipzig. 1904. B. G. Teubner.

Die drahtlose Telegraphie. Auf Grund eigener praktischer Erfahrungen von Dr. phil. *Gustav Eichhorn*. Mit zahlreichen Abbildungen. Leipzig, 1904. Veit & Comp. Preis geh. 5 Mk.

Das K. K. Technologische Gewerbe-Museum in Wien im ersten Vierteljahrhundert seines Bestandes 1879—1904. Denkschrift von *Wilh. Exner*. Wien, 1904. Selbstverlag des Museums.

Die Dampfturbine als Antrieb der Schiffspropeller. Von *Flügger*, Marine-Chefingenieur a. D. Mit 4 technischen Zeichnungen. Rostock, 1905. C. J. E. Volckmann (Volckmann & Wette). Preis geh. 1 M.

Die asynchronen Drehstrommotoren, ihre Wirkungsweise, Prüfung, und Berechnung. Von Dr. *Gustav Benischke*, Chef-Elektriker. Mit 112 Abb. u. 2 farbig. Tafeln. Braunschweig, 1904. Friedrich Vieweg & Sohn.

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

86. Jahrg., Bd. 320, Heft 4. Berlin, 28. Januar 1905.

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Lewis and Clark Centennial Exposition in Portland, Oregon.

Das Jahr 1905 wird in Amerika nicht ohne eine Ausstellung vorübergehen. Im vorigen Jahre hat man der Welt gezeigt, was der Unternehmungsgeist des jungen Volkes in einem kurzen Jahrhundert aus einer Wildnis im Herzen des Landes hat machen können. In diesem Jahre will die Westküste, die noch viel kürzere Zeit zum Staatenbunde gehört, die Aufmerksamkeit auf sich ziehen und ihre Leistungen zur Schau stellen. Die Aussteller sind die nordwestlichen, noch dünn bevölkerten Staaten Oregon, Washington und Idaho, deren wichtigste Stadt, Portland im Staate Oregon, der Platz der Ausstellung ist.



Es handelt sich auch hier um eine Zentenarfeier. Im Jahre 1805 gelang es den kühnen Forschern *Lewis* und *Clark*, von St. Louis aus durch eine nur von Indianern bewohnte Wildnis bis zum pazifischen Ozean vorzudringen und so den ersten Anspruch der Vereinigten Staaten auf die nordwestlichen Provinzen zu begründen. Die Reise wurde auf Veranlassung des Präsidenten *Jefferson* und im Auftrage des Kongresses unternommen und bildete einen wichtigen Schritt in dem Vordrängen des amerikanischen Volkes nach dem Westen. Kurz vorher war der Ankauf von Louisiana abgeschlossen. Der nordwestliche Landesteil blieb aber noch lange streitig zwischen England und Amerika, bis er 1846 endgültig in den Besitz der Vereinigten Staaten überging. Er wird begrenzt vom 42. und 49. Breitengrad einerseits, von dem Ozean und den Felsengebirgen andererseits.

Oregon, der am stärksten bevölkerte der drei Staaten, mit 1.200.000 Einwohnern, ist ein Ackerbau und Viehzucht treibendes Gebiet. Der östliche Teil leidet an Regenmangel und ist unfruchtbar, soweit er nicht künstlich bewässert wird. Oregon ist sehr reich an Wäldern, und es ist das Bestreben der Regierung, dieselben durch Schaffung staatlicher Schutzgebiete möglichst zu erhalten, wo es im Interesse des Klimas notwendig ist. Trotzdem bildet die Holzindustrie einen der wichtigsten Erwerbszweige. Ferner wird ziemlich viel Gold und Silber, sowie etwas Kupfer und Blei gewonnen. Allmählich mehren sich auch die Fabriken, ihre Entwicklung wird aber hier, wie an der ganzen Westküste, zurückgehalten durch

den Mangel an Kohle sowie durch die Schwierigkeit, eine geeignete, sesshafte Arbeiterschaft zu gewinnen. Die Fabrikation erstreckt sich hauptsächlich auf Esswaren und Holzprodukte.

Portland, eine aufblühende Stadt von 125.000 Einwohnern, ist der Haupthandelsplatz des in Rede stehenden Gebietes. Sie liegt am Willamettefluss, nicht weit von dessen Mündung in den Columbia und etwa 100 km von der Küste entfernt. Der Hafen ist für Seeschiffe zugänglich, und die Fahrstrasse wird ständig verbessert.

Wie der Uebersichtsplan der Ausstellung zeigt, wird auf Land-, Forst- und Gartenwirtschaft besonderer Wert gelegt. Für Maschinenbau, elektrische Industrie und Transportwesen ist ein ziemlich grosses Gebäude vorgesehen. Besonders interessant dürfte die von der Regierung veranstaltete Ausstellung der Bewässerungssysteme werden.

Die Lage der Ausstellung scheint gut gewählt zu sein. Das Gelände grenzt an einen See mit einer Insel, die nur durch eine schmale Zunge mit dem Lande in Verbindung steht und die Regierungsgebäude enthält. In der Verlängerung der von der Insel nach dem Hauptausstellungsplatz führenden „Brücke der Nationen" liegt der „Trail", an dem Schaubuden und ähnliche Veranstaltungen ihren Platz finden. Der landschaftliche Reiz des Geländes wird durch die Aussicht auf die fernen Schneeberge erhöht. Die Ausstellungsleitung hebt mit Stolz hervor, dass sie keine Gebirgslandschaft aus Pappe zu bauen braucht.

Viele Ausstellungsgegenstände werden voraussichtlich von St. Louis nach Portland übertragen werden, aber es ist wohl mit Sicherheit zu erwarten, dass das eigenartige Leben der nordwestlichen Staaten auf ihrer ersten grösseren Ausstellung zur vollen Geltung kommen wird.

Chicago, Dezember 1904.

Georg v. Hanffstengel.

Beiträge zur Bestimmung der Ein- und Austrittsgrössen von Turbinenlaufrädern auf Grund experimenteller Untersuchung.

Von Professor Dr. phil. Dr. Ing. **Camerer,** München.

(Fortsetzung von S. 817, Bd. **319.**)

Die Anwendung der Hauptgleichung auf die Bremsergebnisse.

Zur Untersuchung wurden mir ausgiebige und genaue Versuchsergebnisse einer Versuchsturbine der Firma *Briegleb, Hansen & Co.* in freundlichster Weise zur Verfügung gestellt. Die Versuche, die ich selbst in Sundhausen abgenommen hatte, lassen den Zusammenhang zwischen Umdrehzahlen, Wassermengen und Wirkungsgraden genau erkennen. Hier unten sollen die Werte der Wirkungsgrade und Wassermengen bei einer konstanten Umdrehzahl, wie sie in beigefügter Kurve (Fig. 9) zum Ausdruck kommen, zugrunde gelegt werden.

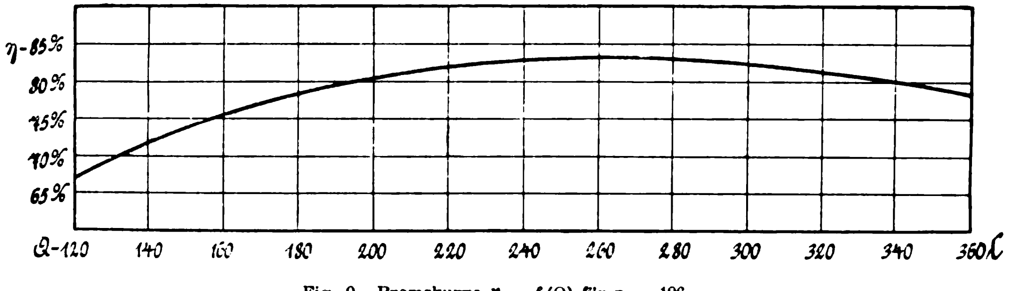


Fig. 9. Bremskurve $\eta = f(Q)$ für $n = 196$.

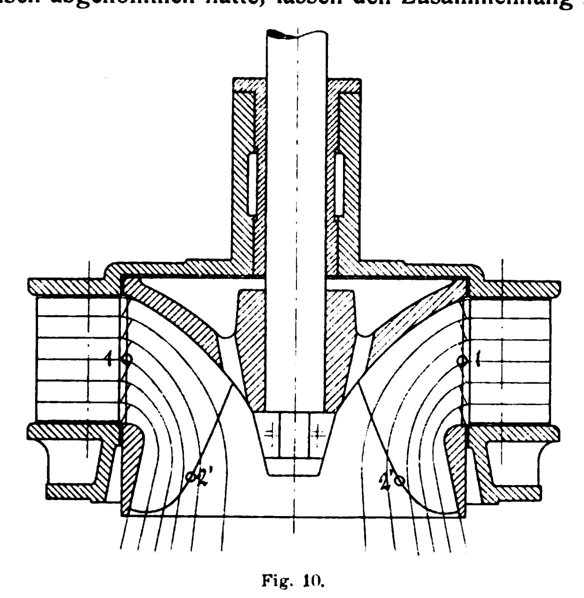
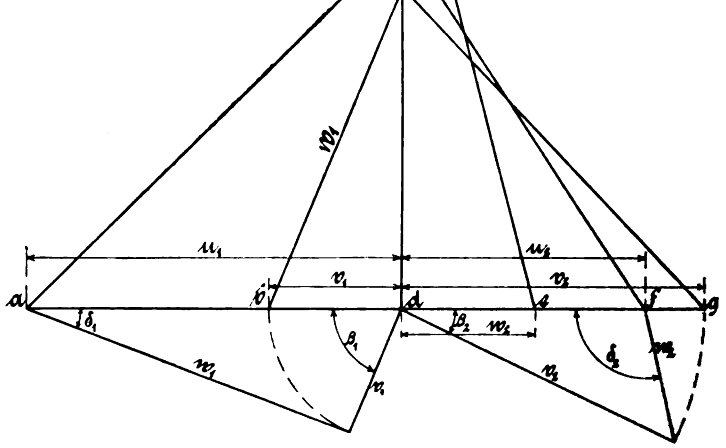


Fig. 10.

Die Versuchsturbine ist eine Francisturbine, deren Laufrad (Fig. 10) über die Eintrittsbreite konstante, über die Austrittsbreite aber recht verschiedene Schaufelwinkel und Umfangsgeschwindigkeiten aufweist.



$$Wd = \sqrt{2gH \cdot \eta} = \sqrt{w_1^2 - v_1^2 + u_1^2 - w_2^2 + v_2^2 - u_2^2}$$

$$Ua = We = \sqrt{2gH\eta + w_2^2} = \sqrt{w_1^2 - v_1^2 + u_1^2 + v_2^2 - u_2^2}$$

$$Vg = Uf = \sqrt{2gH\eta + w_2^2 - u_1^2 + u_2^2} = \sqrt{w_1^2 - v_1^2 + v_2^2}$$

$$Vb = \sqrt{2gH\eta + w_2^2 - u_1^2 + u_2^2 - v_2^2 + v_1^2} = w_1$$

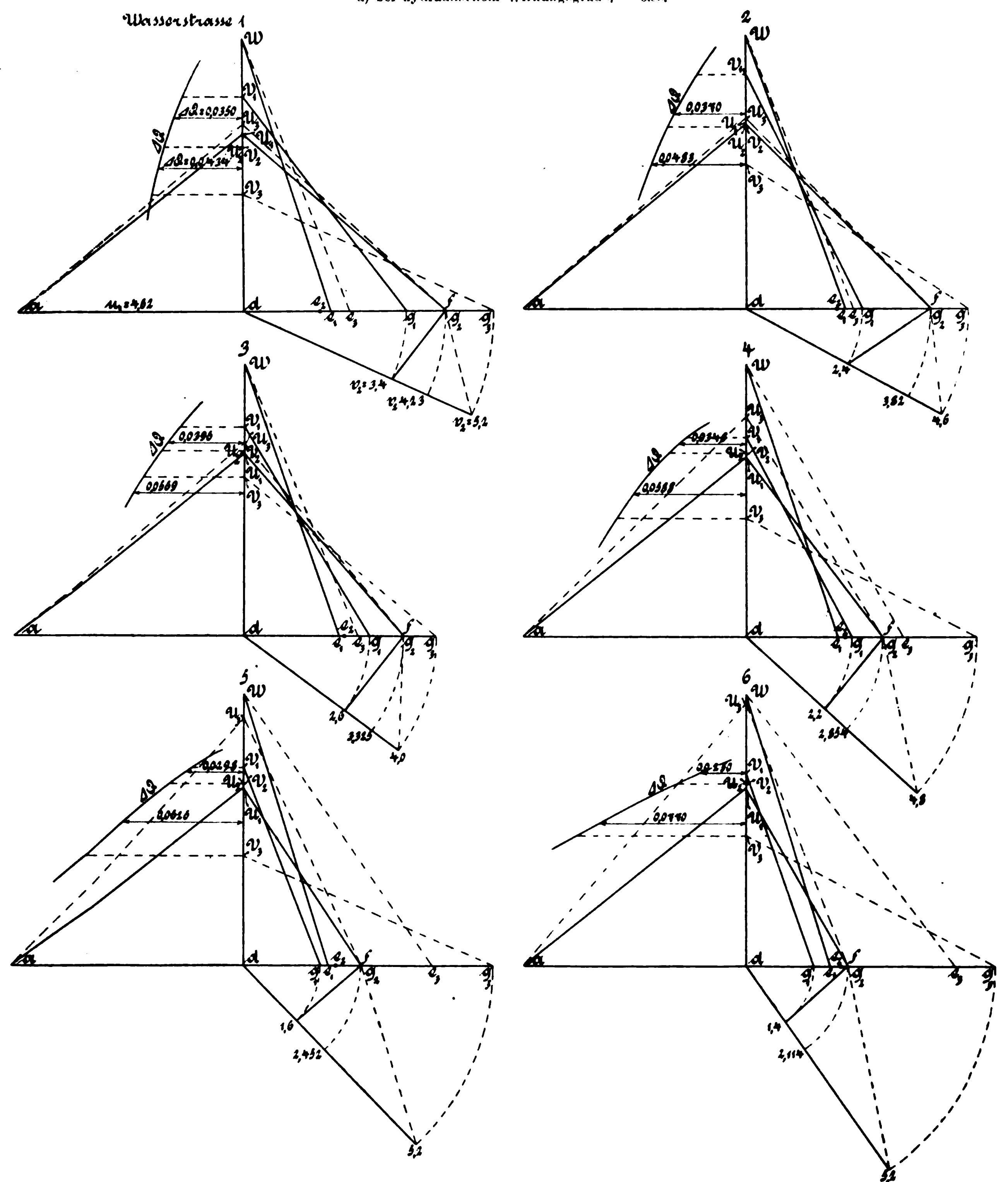
Fig. 11.

Das Laufrad kann noch, im Gegensatz zu der erweiterten Schnelläuferform, durch den Leitraduntersatz nach

oben hindurchgeführt werden, besitzt aber trotzdem eine sehr hohe spezifische Umdrehzahl ($Us = 222$)[1]) und, was für die späteren Untersuchungen von Bedeutung sein wird, im Austrittsbereich eine erhebliche Erweiterung der Austrittsbreite B_2.

Diagrammen[2]) erfolgen. Ich muss mich hier beschränken darauf hinzuweisen, dass die Hauptgleichung, welche ja aus einer Summe von Quadraten besteht, durch eine wiederholte Anwendung des Pythagoräischen Lehrsatzes in fünf rechtwinklige Dreiecke zerlegt wurde, welche in der

Fig. 12.
Abhängigkeit der Diagrammseite $\overline{Vd}$ von der Wassermenge unter Annahme des Austrittspunktes 2 in der Schaufelöffnung
a) bei hydraulischem Wirkungsgrad $\eta = 0{,}80$.



Die Anwendung der Hauptgleichung soll der Einfachheit wegen und zur Vermeidung jeder rechnungsmässigen Vernachlässigung auf graphischem Wege nach meinen in D. p. J. 1902, **317**, S. 677 und 693, beschriebenen

in Fig. 11 gezeichneten Weise übereinander gelegt die Diagramme darstellen.

Man erkennt gleichzeitig, wie das Ein- und Austrittsdreieck sich in einfacher Weise mit dem Diagramm vereinigen lässt.

[1]) Ich bezeichne mit *Us* die in 1 m Gefälle erzielte Umdrehzahl einer gleich gebauten und so gross bemessenen Turbine, dass in 1 m Gefälle 1 PS geleistet wird.

[2]) Auch im Buchhandel zu beziehen: „Neue Diagramme zur Turbinentheorie". *Dietze*. Berlin, 1902.

Infolge der verschiedenen Winkel-, Umfangs- und Wassergeschwindigkeiten im Austrittsprofil kann eine summarische Behandlung der gesamten Wasserfäden von vornherein nicht stattfinden.

Man ist vielmehr gezwungen, das Austrittsprofil in einzelne Wasserstrassen zu teilen, deren Breite so gering ist, dass jeweils Umfangsgeschwindigkeit, Austrittswinkel und Breite annähernd konstant gesetzt werden können.

So sind nach Fig. 11 sechs Wasserstrassen oder Teilturbinen so eingezeichnet worden, dass sie bei *der* Wassermenge, wo die relative Austrittsgeschwindigkeit v_2 gleich der Umfangsgeschwindigkeit u_2 wird, gleich viel Wasser führen.

Fig. 13.
Abhängigkeit der Diagrammseite $\overline{Vd}$ von der Wassermenge unter Annahme des Austrittspunktes 2 in der Schaufelöffnung b) bei hydraulischem Wirkungsgrad $\eta = 0,83$.

Diese Wasserstrassen sind für die ganze Betrachtung beibehalten, obwohl sie natürlich bei anderen Wassermengen nicht mehr je gleichviel Wasser führen und infolgedessen auch die Richtung der Begrenzungsstrahlen ändern sollten. Der Fehler wird aber sehr klein, weil nur das letztere eine Ungenauigkeit hervorruft, und weil dieselbe nur von einer kleinen Aenderung des Kosinus eines grossen Winkels herrührt.

Da wir nun aber aus den Bremsergebnissen nur die Gesamtwassermengen mit ihren zugehörigen Wirkungsgraden kennen, ist es nötig, zur richtigen Verteilung der Wassermenge auf die Wasserstrassen über deren gegenseitige Beziehungen einige Annahmen zu machen.



So werde vorausgesetzt:

1. dass bei den konstanten Schaufelwinkeln und Umfangsgeschwindigkeiten im Laufradeintritt auch die Geschwindigkeitsdreiecke der einzelnen Wasserstrassen, die mit der Schaufelrichtung im allgemeinen nicht genau übereinstimmen werden, unter sich gleich sind;

2. dass bei einer bestimmten Beaufschlagung der Turbine jede Wasserstrasse mit gleichem hydraulischen Wirkungsgrad arbeitet.

Diese beiden Voraussetzungen bedingen nun einen zweifach indirekten Weg zur Lösung der gestellten Aufgabe, da wir für eine bestimmte Gesamtwassermenge zunächst ihre Verteilung auf die einzelnen Wasserstrassen und deshalb auch für eine gewisse Wassermenge einer einzelnen Wasserstrasse den Wirkungsgrad nicht kennen, der nötig wäre, um ihr Diagramm zu zeichnen.

Immerhin macht die Lösung auf graphischem Wege keine weitere Schwierigkeit, indem man einfach für beliebig gewählte Wirkungsgrade und Wassermengen die Diagramme zeichnet und die gewonnenen Abhängigkeiten in Kurven aufzeichnet, welche schliesslich eine einfache Interpolation der Versuchswerte zulassen.

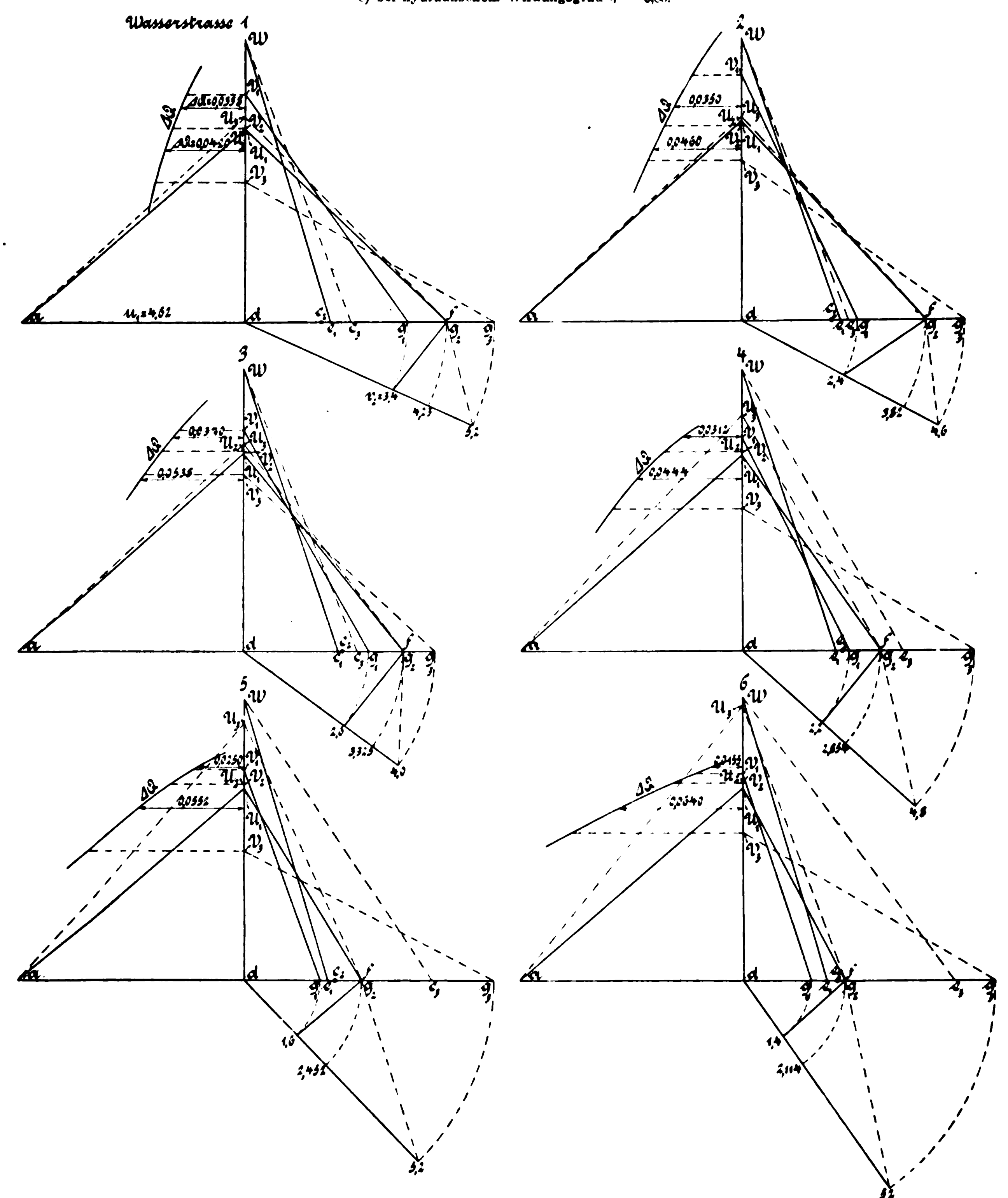


Fig. 14.
Abhängigkeit der Diagrammseite V d von der Wassermenge unter Annahme des Austrittspunktes 2 in der Schaufelöffnung c) bei hydraulischem Wirkungsgrad $\eta = 0{,}88$.

Der Gang war in Kürze der folgende:

1. Unter Annahme, dass der hydraulische Wirkungs-

grad η 3 v. H. grösser sei als der effektive e der Bremsung, und in Erwägung, dass die zu untersuchenden Bremsergebnisse sich zwischen 77 v. H. und 83 v. H. abspielen, wurden Diagramme der einzelnen Wasserstrassen je für $\eta = 80$ v. H., 83 v. H. und 86 v. H. gezeichwählte relative Austrittsgeschwindigkeiten v_2 angetragen, die mit den zugehörigen Umfangsgeschwindigkeiten u_2 die Austrittsdreiecke und absoluten Austrittsgeschwindigkeiten w_2 lieferten.

3. Durch Antragen der w_2 von d aus nach e erga-

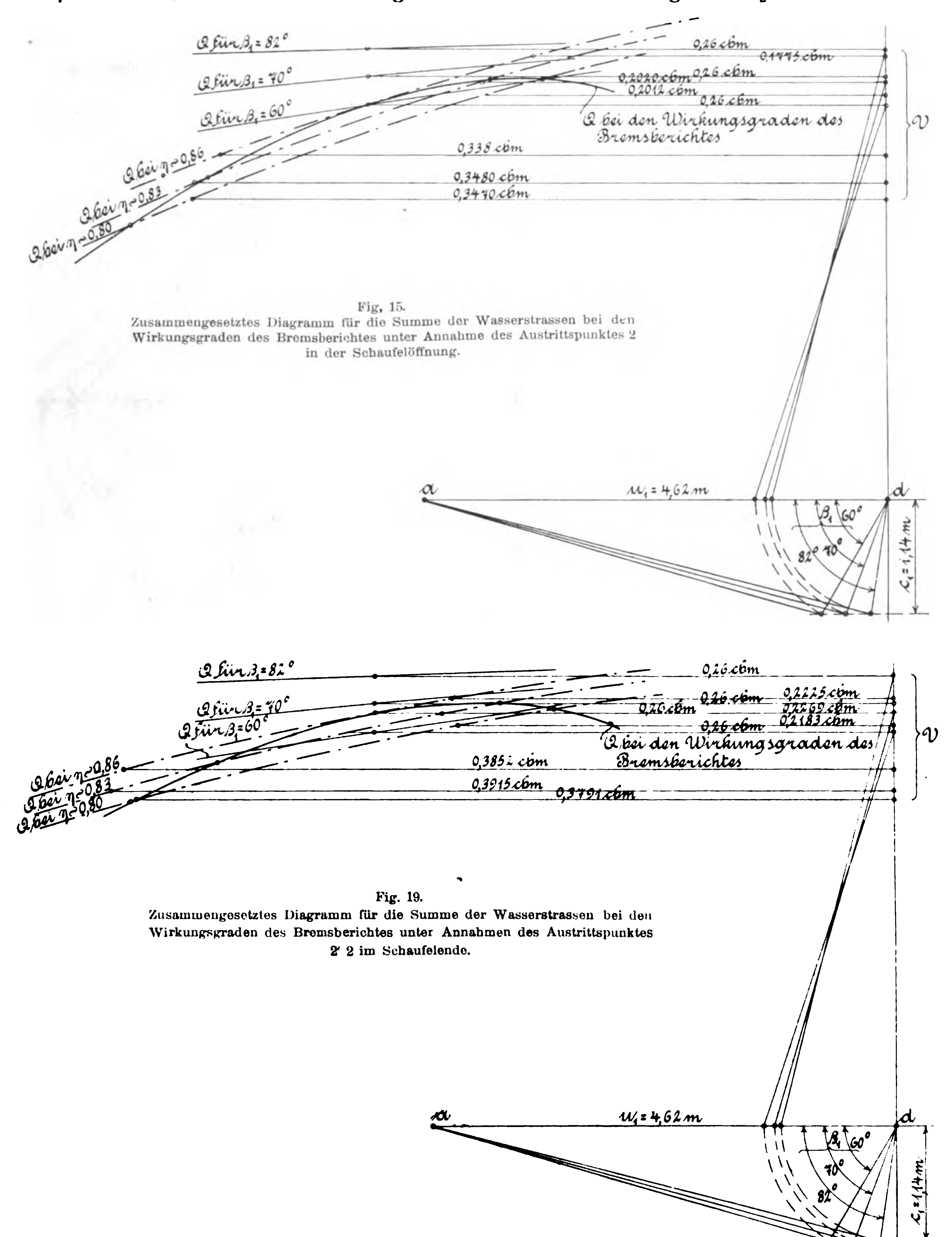


Fig. 15.
Zusammengesetztes Diagramm für die Summe der Wasserstrassen bei den Wirkungsgraden des Bremsberichtes unter Annahme des Austrittspunktes 2 in der Schaufelöffnung.

Fig. 19.
Zusammengesetztes Diagramm für die Summe der Wasserstrassen bei den Wirkungsgraden des Bremsberichtes unter Annahmen des Austrittspunktes 2' 2 im Schaufelende.

net. Daraus ergab sich in den Fig. 12, 13 und 14 die erste Diagrammseite $\overline{Wd}$ von der Grösse $\sqrt{2gH \cdot \eta}$. (Vergleiche wegen der Bezeichnungen Fig. 11.)

2. Nun wurde der Austrittswinkel β_2 in Mitte jeder Wasserstrasse bestimmt, in den Diagrammen von d an abgetragen und auf dieser Richtung wurden beliebig geben sich die Strecken $\overline{We}$, die vom Endpunkt der Umfangsgeschwindigkeit u_1 in a abgetragen, die Punkte U finden lassen, indem $\overline{Ua} = \overline{We}$.

4. Macht man nun $\overline{Vg} = \overline{Uf}$, wobei $\overline{dg} = v_2$, so ergeben sich die Punkte V, welche den jeweilig zuerst gewählten Austrittsgeschwindigkeiten und somit, da die

Querschnitte der Wasserstrassen bekannt sind, auch den Wassermengen unter Voraussetzung eines bestimmten hydraulischen Wirkungsgrades entsprechen.

5. Um diese Abhängigkeit leicht kenntlich und eine leichte Interpolation möglich zu machen, wurden von jedem Punkt V die entsprechenden Wassermengen wagerecht aufgetragen, was auf die eingezeichneten mit $\varDelta Q$ bezeichneten Kurven führt; womit der erste Teil der Aufgabe erledigt ist.

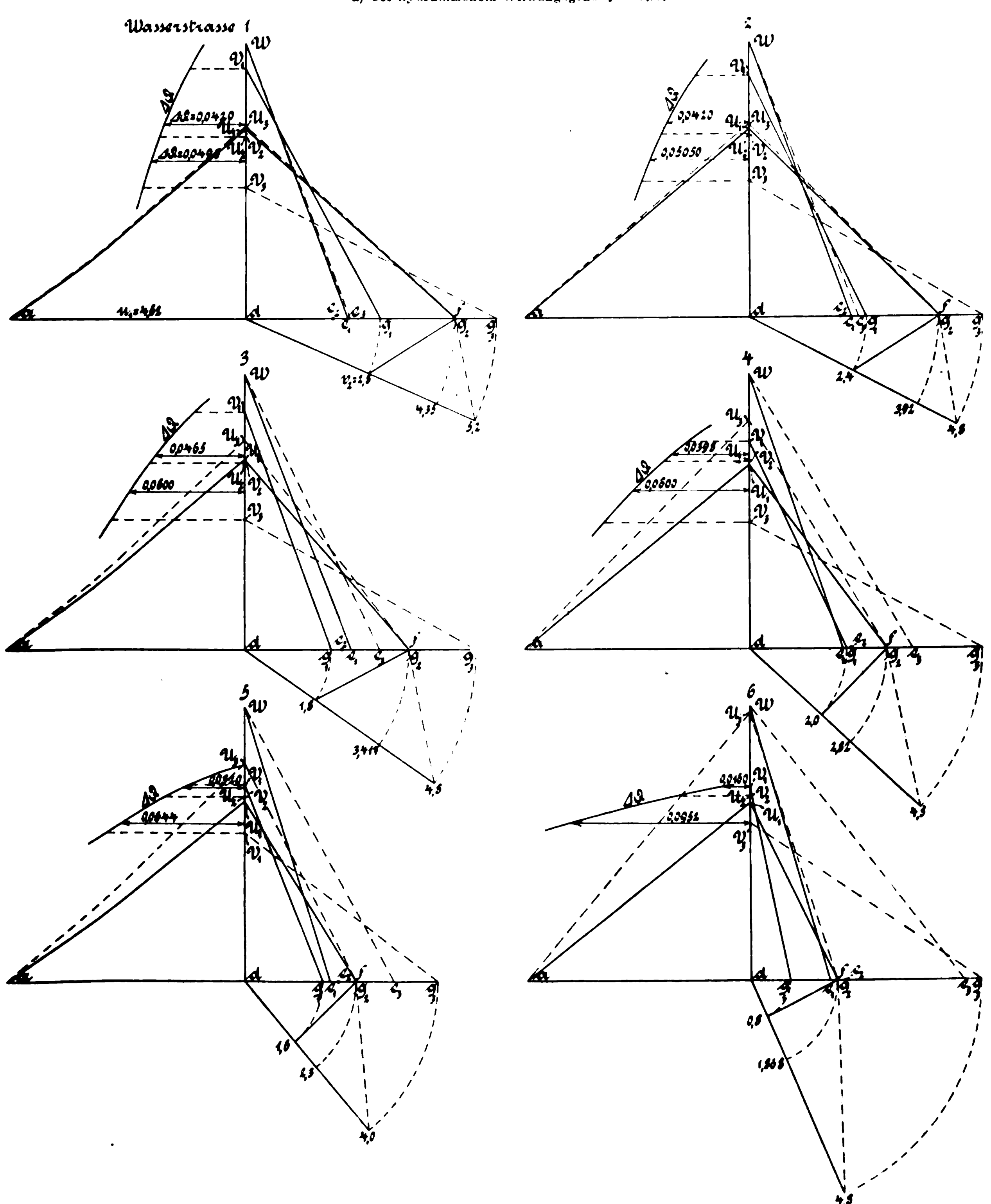
6. Der zweite Teil besteht nun darin, zunächst die zusammengehörigen Wassermengen herauszugreifen.

Das geschieht auf Grund der zu Anfang gemachten Annahme, dass jeweils die Eintrittsgeschwindigkeitsdreiecke konstant sein sollen. Konstanten Eintrittsdreiecken entspricht aber je ein Punkt V. Man hat also nur die Wassermengen für gleiche Punkte V zu addieren, was in einfachster Weise durch beliebig gezogene Wagerechte geschieht, um in Fig. 15 die Abhängigkeit der Gesamtwassermengen von den Punkten V bezw. den Eintrittsdreiecken angeben zu können.

7. Diese Kurven gelten aber nur für je einen konstanten Wirkungsgrad (80 v. H., 83 v. H. und 86 v. H.)

Entnimmt man nun, und das ist der dritte Schritt, aus der Wirkungsgradkurve des Bremsberichtes (Fig. 9), die

Fig. 16.
Abhängigkeit der Diagrammseite V d von der Wassermenge unter Annahme des Austrittspunktes 2' im Schaufelende
a) bei hydraulischem Wirkungsgrad $\eta = 0{,}80$.

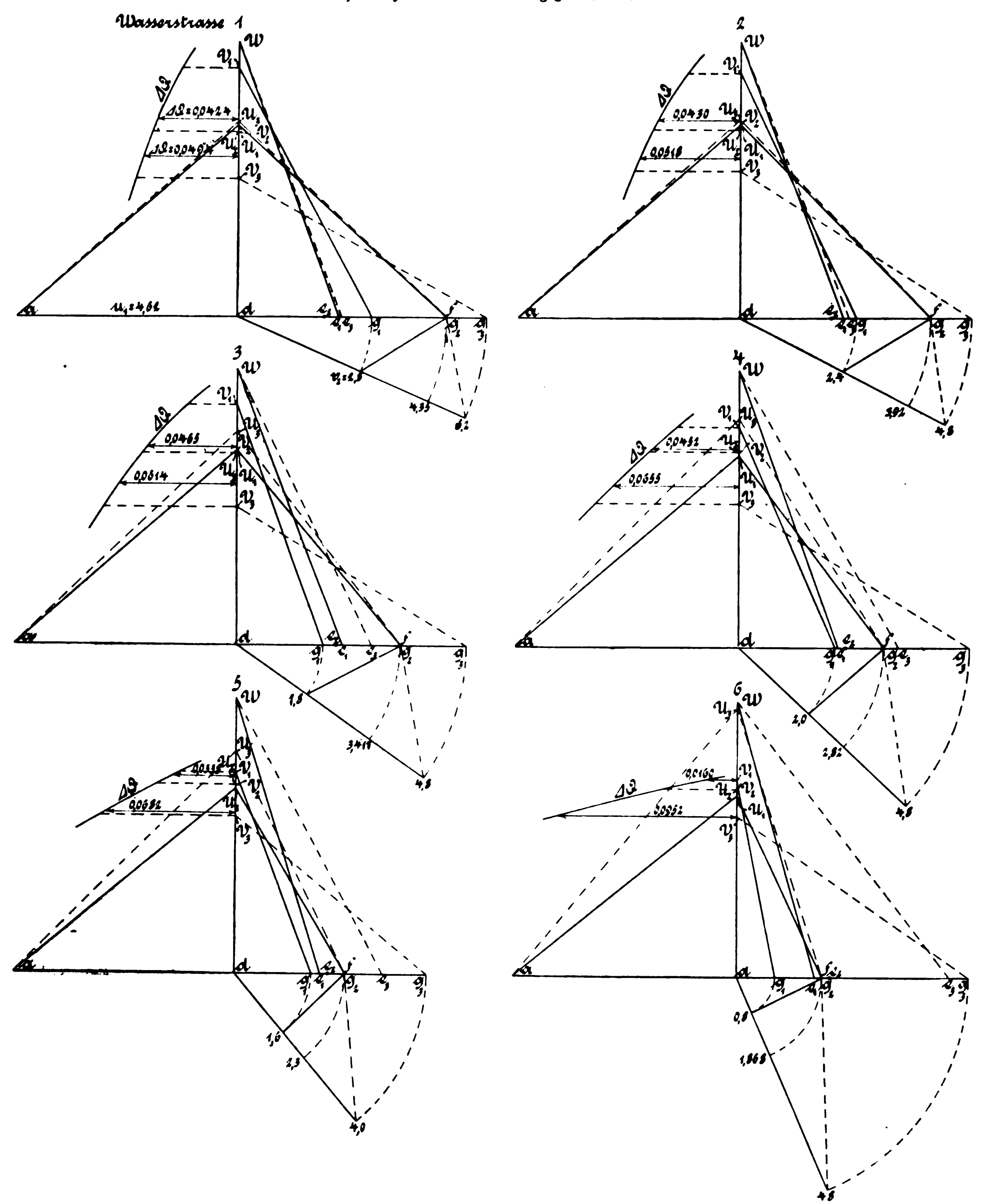


den betreffenden Wirkungsgraden zugehörigen Wassermengen und verbindet die denselben entsprechenden Punkte der vorhin angetragenen Kurven zu einer neuen Kurve, so gibt diese schliesslich die gewünschte Abhängigkeit zwischen der Wassermenge Q und V bezw. dem Eintrittsdreieck bei den Wirkungsgraden des Bremsberichts.

Im zweiten Fall dagegen (Fig. 16, 17, 18 und 19) im Schaufelende bei 2', womit geänderte Schaufelwinkel, Querschnitte und Umfangsgeschwindigkeiten verknüpft waren. Dabei war $a_2 + s_2$ der Querschnittsberechnung zugrunde gelegt.

Um ein Bild davon zu gewinnen, in welchem Mass

Fig. 17.
Abhängigkeit der Diagrammseite V d von der Wassermenge unter Annahme des Austrittspunktes 2' im Schaufelende
b) bei hydraulischem Wirkungsgrad $\eta = 0{,}83$.



Diese ganze Untersuchung ist nun unter zwei verschiedenen Annahmen durchgeführt worden.

Nach der ersten (Fig. 12—15) war der Austrittspunkt in der Mitte des Austrittsquerschnitts bei Punkt 2 (s. Fig. 1, S. 818, Bd. **319**) angenommen und der Querschnitt für a_2 bestimmt.

die gefundenen Q-Kurven unter den gemachten Voraussetzungen der Hauptgleichung genügen, ist in den Fig. 15 und 19 die Q-Kurve eingezeichnet worden, die die Wassermengen bei dem wirklichen Schaufelwinkel von 82° zeigt.

Sie ergibt sich ohne weiteres, indem man für beliebige Wassermengen die senkrechte Eintrittsgeschwindig-

keit c_1 anträgt, wodurch die Höhe des Eintrittsdreieckes und daher durch Länge u_1 und Winkel β_1 dieses selbst gegeben ist. Macht man nun $\overline{b\,d} = v_1$ und $\overline{V\,b} = w_1$ (vergl. Fig. 11), so sind die den betreffenden Wassermengen entsprechenden Punkte V bestimmt. Man erkennt, berechnet sich bis zu 63° erhebt, während die auf Grund des Schaufelendes berechnete Q-Kurve etwa einen Winkel von 68° erreicht.

Man wird somit hier auf eine entschieden bessere Uebereinstimmung zwischen Theorie und Bremsung ge-

Fig. 18.
Abhängigkeit der Diagrammseite $\overline{V\,d}$ von der Wassermenge unter Annahme des Austrittspunktes 2 im Schaufelende c) bei hydraulischem Wirkungsgrad $\eta = 0{,}86$.

dass die so gefundene Q-Kurve von den aus den Bremsergebnissen konstruierten nicht erreicht wird. Letztere liegen tiefer, was kleineren Winkeln β_1 entspricht.

Konstruiert man daher noch zum Vergleich die Q-Kurven für $\beta_1 = 70°$ und $\beta_1 = 60°$, so erkennt man, dass die Q-Kurve der Bremsergebnisse für die Schaufelöffnung führt, wenn das Schaufelende, als wenn die Mitte der Austrittsöffnung der Berechnung der Austrittsverhältnisse zugrunde gelegt wird.

Dass die gefundene Q-Kurve in Form und Lage nicht genau mit der für konstante Winkel konstruierten übereinstimmt, findet eine einfache Erklärung darin, dass



ja die der ganzen Untersuchung zugrunde gelegte konstante Umdrehzahl nur die *mittlere* günstigste Umdrehzahl darstellt.

Wird die Wassermenge von der vollen Beaufschlagung an verringert, so steigt zunächst die günstigste Umdrehzahl, um dann bei stark verminderter Wassermenge beträchtlich herabzugehen, was, wie leicht einzusehen, den tatsächlichen Eigenschaften der gerechneten Q-Kurve entspricht. (Schluss folgt).

Explosionsmotoren mit Einführung verdampfender Flüssigkeiten.

Von Dr. **K. Schreber.**

(Fortsetzung von S. 36 d. Bd.)

II. Thermodynamische Untersuchung einer Explosionsmaschine mit Einspritzung einer Kühlflüssigkeit während der mittleren Periode des Kompressionshubes.

Um bei der thermodynamischen Untersuchung einer Explosionsmaschine mit innerer Kühlung während der Kompression ein festes Beispiel zu haben, sei derselben eine Spiritusmaschine zugrunde gelegt, wie sie soeben beschrieben worden ist. Die dabei sich ergebenden Resultate sind sofort zu übertragen auf Gasmaschinen mit Kühlung während der Kompression, während Zweitaktmaschinen mit Petroleumdestillaten und ähnlichen Brennstoffen eine geringe Aenderung bedingen, weil bei ihnen die Periode des Einspritzens noch einmal geteilt werden muss.

Bezeichnet sei der Beginn des ersten Teiles der Kompression mit *1*, der des zweiten mit *2*, der des dritten mit *3*, der der Explosion, welche unendlich schnell vor sich gehend angenommen wird, mit *4*, der Beginn der Expansion mit *5* und deren Ende, also des Beginnes des Auspuffes, mit *6*. Auch der Auspuff wird als unendlich schnell vor sich gehend gedacht. Der Ansauge- und Ausschubhub bei Viertaktmaschinen, sowie die Zeit der Auspufföffnung bei Zweitaktmaschinen wird in dieser theoretischen Untersuchung nicht berücksichtigt.

Ferner mögen bezeichnen:

v das Volumen zwischen Kolben und Zylinderdeckel,
n die Zahl der in diesem Volumen enthaltenen Molen,
p den Druck des Zylinderinhaltes in kg/qcm,
T die Temperatur nach der Celsiusskala, gezählt um 273^0 kälter als der Schmelzpunkt des Eises,
τ die Entropie, gezählt vom Zustand beim Schmelzpunkt des Eises.

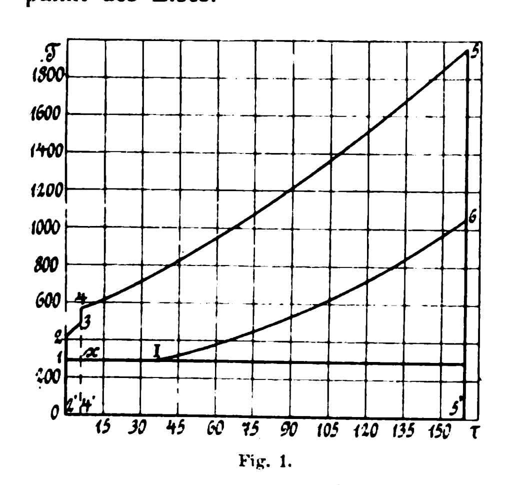


Fig. 1.

Die den Eckpunkten der Diagramme (Fig. 1 und 2) entsprechenden Werte dieser Veränderlichen erhalten die zur Bezeichnung des Punktes bestimmten Zahlen als Index. Die Bedingungen des unendlich schnellen Verbrennens und unendlich schnellen Auspuffes ergeben somit die Gleichungen $v_4 = v_5$ und $v_6 = v_1$.

Beim Beginn der Kompression (Punkt 1) sind im Zylindervolumen v_1 n_1 Molen Luft enthalten, welche durch die Bewegungsenergie des Schwungrades komprimiert werden. Dadurch erwärmt sich die Luft, aber nur so wenig, dass wir die Molekelwärmen c_p und c_v bei konstantem Druck bezw. Volumen als unabhängig von der Temperatur ansehen dürfen. Nehmen wir, wie üblich, an, dass die Wandungen keinen Einfluss auf den Zylinderinhalt ausüben, dass also die Kompression adiabatisch verläuft, so gelten die bekannten Gleichungen:

$$\left.\begin{array}{l} p\,v = n_1\,B\,T \\ p\,v^k = p_1\,v_1^k \quad T\,v^{k-1} = T_1\,v_1^{k-1} \quad \tau = \tau_1 \end{array}\right\} \quad . \quad 7)$$

Hierin ist $k = \frac{c_p}{c_v}$ das Verhältnis der Molekelwärmen der Luft und $B = c_p - c_v = 1{,}970$ cal/kg ^{0} C. wie schon oben gesagt eine ganz allgemeine Konstante.

Im Punkt 2 sind hierdurch die Werte $p_2\ T_2\ v_2\ \tau_2$ erreicht.

Während der Periode des Einspritzens wird nun einmal ein Teil der aus der Kompressionsarbeit entstehenden Wärme vom Gase an die eingespritzte Flüssigkeit abgegeben, und zweitens nimmt die Zahl der im Zylinder enthaltenen Molen zu. Die Gesetze, nach denen sich Druck und Temperatur ändern, werden sich deshalb von denen der gewöhnlichen Kompression wesentlich unterscheiden. Um sie aufzustellen, benutzen wir die Hauptsätze der Thermodynamik.

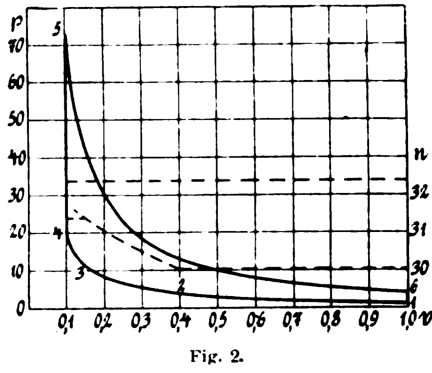


Fig. 2.

Der erste, das Gesetz von der Erhaltung der Energie lautet in seiner gewöhnlichen Form

$$d\,Q = d\,U + p\,d\,v.$$

Hierin ist, um noch einmal daran zu erinnern,

$d\,Q$ die von aussen dem Volumen zugeführte Wärme,
$d\,U$ die Aenderung der sogenannten inneren Energie,
$p\,d\,v$ die nach aussen abgegebene Arbeit.

Andere Energieformen, als Wärme und mechanische Arbeit kommen ja während der Kompression nicht in Frage.

Zählen wir die innere Energie U eines aus Gasen und überhitzten Dämpfen bestehenden Gemisches vom Schmelzpunkt des Eises, so ist:

$$U = n_g\,c_v\,(T - T_0) + n_w\,(q_s - q_0 + r_s + c'_v\,[T - T_s\,])$$

Hierin bedeutet:

n_g und n_w die Molenzahl von Gas und Dampf,
$T_0 = 273$ die Schmelztemperatur des Eises,
T_s die Siedetemperatur der Flüssigkeit beim vorhandenen Druck,
q und r die molekulare Flüssigkeits- und Verdampfungswärme bei der durch den Index angedeuteten Temperatur,
c_v und c'_v die Molekelwärmen von Gas und Dampf bei konstantem Volumen.

Führt man zur Abkürzung die Erzeugungswärme

$$\lambda_s = q_s - q_0 + r_s$$

ein, so erhält man, weil sich die Zahl der Gasmolen während der Einspritzperiode nicht ändert:

$$d\,U = (n_g\,c_v + n_n\,c'_v)\,d\,T + (\lambda_s + c'_v\,[T - T_s])\,d\,n_n.$$

Da sich c'_v für die hier in Betracht kommenden Dämpfe Alkohol und Wasser nur wenig von c_v unterscheidet und n_w stets nur klein ist im Vergleich mit n_g — es soll ja wie oben nachgewiesen, so klein als möglich sein —; so darf man setzen

$$n_g\,c_v + n_w\,c'_v = n\,.\,c_v$$

wo n die Gesamtzahl der Molen ist. Bei der zahlenmässigen Durchführung der Rechnung darf man c_v entsprechend dieser Gleichung etwas grösser einsetzen, als der Beobachtung für Luft entspricht.

Ferner ist die Ueberhitzung während der Einspritzperiode nur gering, also $(T - T_s)$ nur klein, während λ_s einen sehr grossen Wert hat; wir dürfen deshalb $c_v\,(T - T_s)$ neben λ_s vernachlässigen.

Schliesslich ist wegen der Konstanz von n_g

$$d\,n_w = d\,(n_w + n_g) = d\,n$$

Mit diesen Vereinfachungen erhält man

$$d\,U = n\,c_v\,d\,T + \lambda_s\,d\,n.$$

Die Grössen c_v und λ_s dieser Gleichung betrachten wir als konstant, trotzdem sich c_v entsprechend der oben gegebenen Abkürzung mit n und beide mit T ändern. Die Aenderungen sind aber für den Bereich dieses Teiles der Kompression so gering, dass wir von ihnen absehen dürfen. Ein Blick auf der Strecke $2\,3$ des T—τ-Diagrammes (Fig. 1) zeigt die Berechtigung.

Setzen wir den gefundenen Wert von $d\,U$ in die Energiegleichung ein und eliminieren gleichzeitig mit Hilfe der Gasgleichung $p\,v = n\,B\,T$, welche auch hier ihre Gültigkeit behält, weil der Dampf überhitzt ist, den Druck, so erhalten wir

$$d\,Q = n\,c_v\,d\,T + \lambda_s\,d\,n + n\,B\,T\frac{d\,v}{v}$$

Wärmeaustausch zwischen Wandungen und Zylinderinhalt soll natürlich auch für diesen Teil der Kompression ausgeschlossen sein, so dass $d\,Q = 0$, also

$$O = c_v\,d\,T + \lambda_s\frac{dn}{n} + B\,T\frac{d\,v}{v}$$

Das Energieprinzip liefert nun zwischen den drei Veränderlichen $n\,v\,T$ keine weitere Gleichung, wir dürfen deshalb eine solche willkürlich aufstellen und müssen dann beim Bau der Maschine die Konstruktion danach einrichten.

Da sich nun v unmittelbar durch Angabe der Kolbenstellung messen lässt, also v leicht als Urvariabele angesehen werden kann und andererseits für T die Bedingung sich ergeben hat, dass es stets etwas heisser sein soll als der Siedepunkt der Flüssigkeit, dieser aber mit abnehmendem Volumen, d. h. wachsendem Druck zunimmt, so setze ich

$$T = a + \frac{b}{v}\quad \ldots\ldots \quad 8a)$$

wo a und b von der Konstruktion abhängige Konstanten sind.

Das ergibt $O = \frac{dn}{n} + \frac{B\,a}{\lambda_s}\frac{d\,v}{v} - \frac{(c_v - B)\,b}{\lambda_s}\frac{d\,v}{v^2}$

$$= \frac{dn}{n} + \alpha\frac{d\,v}{v} - \beta\frac{d\,v}{v^2}$$

wenn man die Abkürzungen

$$\frac{B\,a}{\lambda_s} = \alpha \text{ und } \frac{(c_v - B)\,b}{\lambda_s} = \beta$$

einführt.

Durch Integration erhält man hieraus:

$$n\,v^\alpha\,e^{\frac{\beta}{v}} = \text{konst.} = n_2\,v_2^{\,\alpha}\,e^{\frac{\beta}{v_2}}\quad \ldots \quad 8b)$$

Würde man an Stelle der Bedingung 8a die Bedingung gestellt haben, dass die Temperatur konstant bleiben soll, so würde man statt 8b erhalten haben

$$n\,v^\alpha = n_2\,v_2^{\,\alpha}$$

Mit Hilfe der Gleichungen 8a und 8b und der Gasgleichung kann man die Strecke $\overline{2\,3}$ des $p\,v$-Diagrammes (Fig. 2) berechnen, indem man die für ein bestimmtes v aus 8a und 8b sich ergebenden Werte von T und n gleichzeitig mit v in die Gasgleichung einsetzt.

Um die Strecke $\overline{2\,3}$ im Temperaturentropiediagramm aufzeichnen zu können, braucht man noch die Aenderung der Entropie während dieses Teiles der Kompression. Da der Zylinderinhalt heisser sein soll als der Siedepunkt der eingespritzten Flüssigkeit, damit das Verdampfen sofort von statten geht, so findet hier ein Wärmeübergang bei endlichem Temperaturunterschied statt, welcher eine Zunahme der Entropie mit sich bringt. Ich berechne dieselbe nach der von mir in meinen Untersuchungen über den „Arbeitswert der Heizgase" [7]) benutzten graphischen Methode.

Es sei in Fig. 3 $[A\,B\,C\,D\,d\,a]$ die Erzeugungswärme einer Mole überhitzten Wasserdampfes im T—τ-Diagramm. $\overline{A\,a}$ ist die Temperatur, mit welcher die Mole in den Zylinder eintritt, die atmosphärische Temperatur T_0; $\overline{Bb} = \overline{Cc}$ ist die Siedetemperatur T_s bei dem vorhandenen Druck; $\overline{D\,d}$ ist die Temperatur T des Zylinderinhaltes, bis auf welche die Mole überhitzt wird. Diese Erzeugungswärme wird dem Zylinder-Inhalt entzogen; ist also $\overline{B'b'} = \overline{A'\,a'} = T$, so ist

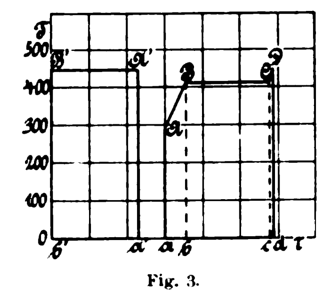


Fig. 3.

$$[B'\,A'\,a'\,b'] = [A\,B\,C\,D\,d\,a]$$

Während somit die Entropie einer Mole eingespritzten Wassers um $\overline{a\,d}$ zunimmt, nimmt die Entropie des schon im Zylinder vorhandenen Inhalt um $\overline{b'\,a'}$ ab. Da die eingespritzte Mole, sobald sie verdampft ist, auch zum Zylinderinhalt gehört, so nimmt dessen Entropie durch die Verdampfung einer Mole zu um $\overline{a\,d} - \overline{b'\,a'}$.

Bezeichnen wir nun mit $\Delta\,\tau$ die Aenderung der Entropie auf der Strecke $\overline{2\,3}$ während n_w Molen eingespritzt werden, so ist die Entropieänderung infolge des Einspritzens einer Mole $\frac{\partial\,\Delta\,\tau}{\partial\,n}$ und wir erhalten

$$\frac{\partial\,\Delta\,\tau}{\partial\,n} = \overline{a\,d} - \overline{b'\,a'}$$

Die Erzeugungswärme einer Mole überhitzten Dampfes können wir schreiben

$$[A\,B\,C\,D\,d\,a] = q_s - q_0 + r + c'_v\,(T - T_s)$$

und wir erhalten wegen der Gleichheit der Flächen

$$\overline{b'\,a'} = \frac{[B'\,A'\,a'\,b']}{T} = \frac{q_s - q_0 + r + c_v\,(T - T_s)}{T}$$

[7]) s. D. p. J. 1904, **319**, S. 113.

Andererseits ist

$$a\,d = \tau_s - \tau_0 + \frac{r}{T_s} + c'_v\, lg\, \frac{T}{T_s}$$

wenn τ_s und τ_0 die in den Tabellenwerken enthaltenen Entropiewerte der eingespritzten Mole bei den Temperaturen T_s und T_0 sind.

Im Ganzen ist also

$$\frac{\delta \Delta \tau}{\delta n} = \left[\tau_s - \tau_0 + \frac{r}{T_s} + c'_v\, lg\, \frac{T}{T_s}\right] - \left[\frac{q_s - q_0 + r + c'_v\,(T - T_s)}{T}\right]$$

und daraus

$$\Delta \tau = \int_2^3 \left\{\tau_s - \tau_0 + \frac{r}{T_s} + c'_v\, lg\, \frac{T}{T_s} - \frac{q_s - q_0 + r + c'_v\,(T - T_s)}{T}\right\} dn$$

Um dieses Integral lösen zu können, müsste man zunächst mit Hilfe der Dampfdruckkurve der eingespritzten Flüssigkeit die Siedetemperatur T_s auf den Druck im Zylinder; dann mit Hilfe der Gasgleichung den Druck auf Volumen, Temperatur und Molenzahl in Zylinder und schliesslich mit Hilfe der oben aufgestellten Gleichungen 8a und 8b Volumen und Temperatur noch auf die Molenzahl zurückführen, damit alles unter dem Integralzeichen als Funktion von n erscheint. Da aber die Dampfdruckkurve nicht einmal für reine Flüssigkeiten, viel weniger für das hierzu benutzende Gemisch aus Alkohol und Wasser in analytischer Form vorliegt und selbst wenn man eine angenäherte empirische Formel einsetzen wollte, die weiteren Rechnungen doch zu sehr verwickelten Formeln führen würden und da andererseits die durch dieses Integral gegebene Entropieänderung nur klein ist in Vergleich mit den übrigen im Prozess vorkommenden Entropiewerten, so ist es hinreichend, wenn man für T und T_s Mittelwerte einsetzt und dann integriert.

Bezeichnen wir diesen Mittelwert der Funktion unter dem Integralzeichen mit $F\,(T_1\;T_s)$, so ist also

$$\Delta \tau = F\,(T_1\;T_s)\;n_w \quad . \quad . \quad . \quad 8c)$$

wo n_w die Zahl der eingespritzten Molen ist.

Wird, wie es beim Betrieb in Gasmaschinen der Fall ist, reines Wasser eingespritzt, so sind in $F\,(T_1\;T_s)$ die dem Wasser entsprechenden Werte einzusetzen, welche auch der Fig. 3 zu grunde gelegt sind. Spritzt man Spiritus oder irgend eine andere Flüssigkeit ein, so sind natürlich die dieser entsprechenden Zahlenwerte in $F\,(T_1\;T_s)$ einzutragen.

Damit der Spiritus überhaupt in den Zylinder gelangt, muss in der Spirituspumpe ein grösserer Druck vorhanden sein als im Zylinder. Dieser Druckdifferenz entspricht ebenfalls eine Entropievermehrung, welche aber wegen des grossen Wertes des Arbeitsäquivalentes der Wärmeeinheit und des kleinen Wertes des Spiritusvolumens so klein ist, dass sie neben den anderen Entropieänderungen garnicht in betracht kommt.

(Fortsetzung folgt.)

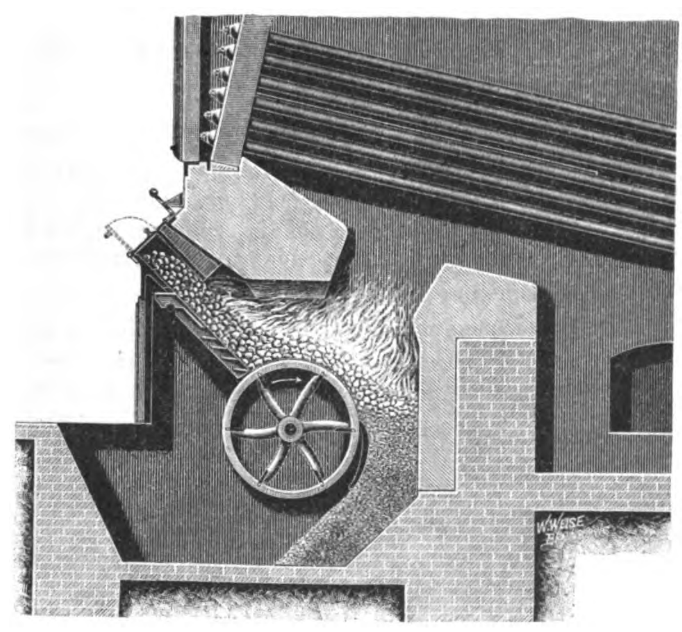
Feuerungen mit mechanischer Beschickung.

Von **O. Herre.**

(Schluss von S. 38 d. Bd.)

5. *Walzenrostfeuerung „Piontek" der Braunschweigischen Maschinenbau-Anstalt.*

Die Walzenrostfeuerung, Fig. 13 und 14, besteht aus dem Fülltrichter, dem Schrägrost, dem drehbaren Walzenrost und der Antriebsvorrichtung.



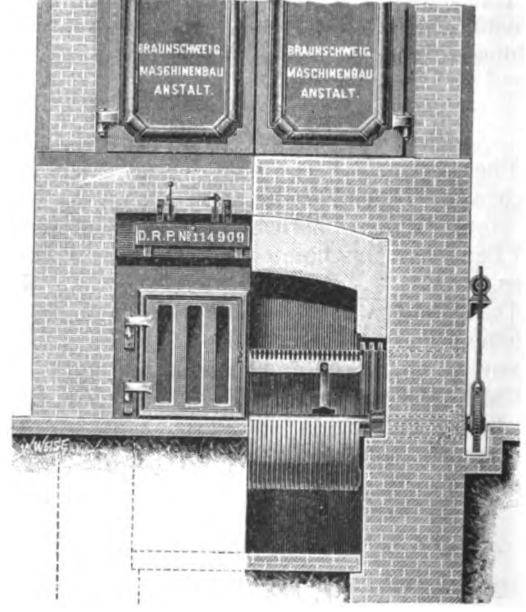


Fig. 13. Piontek-Feuerung. Fig. 14.

Der drehbare Walzenrost ist für eine Bewegung von etwa 3 cm in der Minute eingerichtet. Zwischen dem Walzenrost und der Feuerbrücke ist ein offener Durchgang in den Achsenschacht vorgesehen, in welchen die Herdrückstände aus der Feuerung hineinfallen und unten abgezogen werden können.

Durch den Fülltrichter gelangt die Kohle zunächst auf den Schrägrost und damit in den vorderen Teil der Feuerung. Sobald der Walzenrost gedreht wird, bewegt sich die ganze untere Kohlenschicht in der Richtung des Feuers dem hinteren Verbrennungsraume zu und ersetzt sich auf diese Weise ununterbrochen. Dadurch geht die

Verbrennung nach und nach vor sich, und zwar dergestalt, dass unten auf dem Schrägrost die Entzündung und Verkokung der Kohle beginnt, während auf dem Walzenrost die weitere Verbrennung stattfindet, ohne dass eine Störung des hellen Feuers in der hinteren Zone eintritt. Der offene Durchgang hinter dem Walzenrost füllt sich mit Asche und Schlacken, deren Höhe geregelt werden kann. Die hier ankommenden, noch glühenden Kohlenrückstände ruhen direkt auf den Schlacken, brennen daselbst vollständig aus und werden je nach Bedürfnis von unten aus dem Aschenschachte durch den Heizer entfernt.

Mit der Bewegung des Rostes werden die Schlacken nach hinten geschoben, so dass die Kohlenschicht stets eine reine Rostfläche erhält. Ein Abschlacken oder Schüren ist deshalb innerhalb der Feuerung nicht erforderlich, die Spalten des Rostes bleiben für den Luftdurchgang immer offen und rein, ebenso wie ein Verbrennen der Roststäbe auf ein Minimum beschränkt bleibt.

Der Verbrennungsvorgang ist bei dieser ununterbrochenen Selbstbeschickung ein dementsprechend günstiger. Durch die stets im Feuerraum herrschende hohe Temperatur wird die auf dem Schrägrost ankommende Kohlenschicht von der strahlenden Wärme sofort angegriffen und bei fortschreitender Entgasung bis zur Weissglut gebracht. Beim Uebergang auf den Walzenrost erfolgt eine Lockerung der Kohlenschicht; die Verbrennung geht nunmehr bei reichlichem Luftzutritt durch die reinen Rostspalten in heller Glut ohne nennenswerte Gaserzeugung vor sich. Der Feuerraum bleibt dauernd durchsichtig, und die Flammenbildung wird kurz und bläulich hell. Die Feuerung arbeitet deshalb so gut wie vollständig rauchfrei.

Der Walzenrost wird aus schmiedeeisernen, geschweissten Ringen hergestellt, die sich bequem ausdehnen können, wenn sie beim Durchgang durch die Feuerung stark erwärmt werden. Die Spaltenweite wird durch Zwischenlagen gesichert. Ringe und Zwischenlagen werden durch Bolzen zusammengehalten. Die Haltbarkeit der Ringe soll eine sehr gute sein, was sich einerseits durch die fortwährende Vertauschung der dem Feuer ausgesetzten Stelle der Ringe, anderseits durch die Reinheit der Spalten, also durch die gute Luftkühlung erklären würde.

Die Lagerung des Walzenrostes ist durch einfache Augenlager bewirkt; dieselben können von der Fundamentplatte gelöst und abgeschoben werden, so dass die ganze Rostwalze nach unten in den Aschenschacht herausgenommen werden kann.

C. *Haage* berichtete in den „Mitteilungen aus der Praxis des Dampfkessel- und Dampfmaschinenbetriebes" 1902, S. 377, über die Untersuchung einer Walzenrostfeuerung folgendermassen:

„Unterzeichneter hatte Gelegenheit, die Walzenrostfeuerung in einer Anlage eingehend zu beobachten, und kann hierüber folgendes berichten:

Der Kessel war ein kombinierter Kessel, Zweiflammrohrkessel mit darüber liegendem Heizrohrkessel, von 150 qm Heizfläche. Der Rost hatte bei 1400 mm Breite eine Fläche von 2,5 qm.

In der Anlage wurden nur westfälische Steinkohlen verwendet; die Versuche wurden durchgeführt mit Nusskohle (15—25 mm Korngrösse) von Recklinghausen und mit Förderkohle von Dahlbusch, ferner mit Steinkohlenbriketts (Eierbriketts).

Die Inanspruchnahme des Rostes war sehr hoch. Auf 1 qm Rostfläche wurden stündlich 120—130 kg Steinkohle verbrannt, was einer Wärmeerzeugung von ungefähr 900 000 W. E. in einer Stunde entspricht.

Die Zugwirkung vor dem Schieber war 14 mm Wassersäule.

Auf 1 qm Heizfläche wurden stündlich 17—18 kg Dampf von 8 at aus Wasser von 7 ^{0} C. erzeugt.

Die Verbrennung war trotz des starken Betriebes bei allen drei Kohlensorten rauchfrei.

Die Verbrennung erfolgte aber auch wirtschaftlich sehr günstig, d. h. vollkommen und mit geringem Luftüberschuss. Die Gase, am Ende der Flammrohre entnommen, hatten einen Kohlensäuregehalt von 13,0—15,5 v. H., im Mittel 14,3 v. H. bei 4,5 v. H. Sauerstoffgehalt, welchem ein Luftüberschuss in den Gasen von nur 30 v. H. entspricht.

Es war überraschend, wie wenig Schwierigkeiten die Schlackenbildung bereitete. Auf dem Schrägroste war nur selten mit dem Schüreisen zu lockern. Der Walzenrost machte die Anwendung der Schürstange garnicht erforderlich. Die Schlacke brannte nicht fest, sondern löste sich im hinteren Teil der Feuerung von der Trommel von selbst ab. Das Abziehen der angesammelten Schlacke unten im Aschenfall ging ohne Schwierigkeiten von statten. Die Bedienung des ganzen Rostes war trotz des starken Betriebes für den Heizer leicht.

Das Festbrennen der Schlacke auf dem Trommelrost wird dadurch erschwert bezw. verhindert, dass die auf der Trommel liegende Kohlenschicht an einer freien Bewegung mit der Trommel durch die vor der Feuerbrückmauer lagernden Schlacke und Koke verhindert ist; die Bewegung der Kohle bleibt kleiner als die der Trommel, wodurch jedes Schlackenteil beim Festbrennen immer wieder abgerissen wird. Ferner wird der Umstand günstig wirken, dass jeder Rostteil während 120 Minuten nur 40 Minuten im Feuer steht und sich während 80 Minuten wieder abkühlen kann.

Schlacke, welche die Eigenschaft hat, bei hoher Temperatur zu fliessen, wird sich nicht so günstig verhalten wie bakende Schlacke.

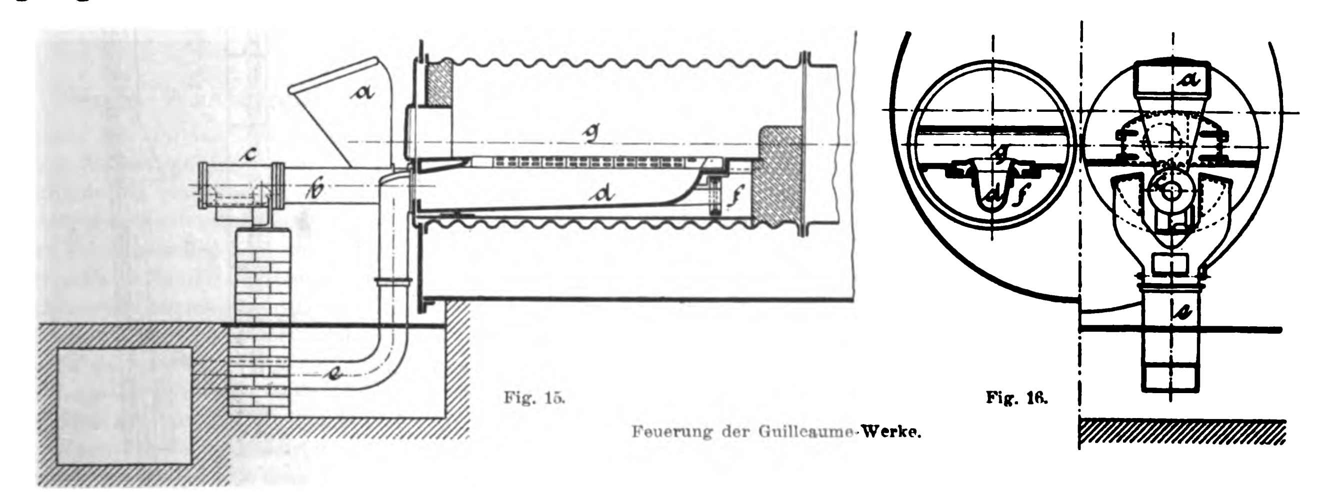


Fig. 15. Fig. 16.
Feuerung der Guilleaume-Werke.

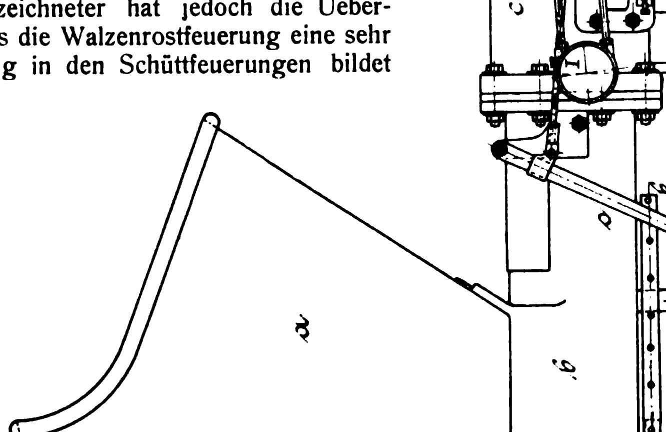


Wenn die Schlacke auf dem Walzenrost nicht anbackt, so ist auch eine schnelle Zerstörung desselben nicht zu erwarten.

Die Verbindung der Trommel mit den Lagerzapfen ist durch Kupplung derart hergestellt, dass die Trommel durch den Aschenfall herausgenommen werden kann.

Nicht alle Steinkohlen werden sich bezüglich der Schlackenbildung auf dem Walzenroste gleich gut verhalten, nicht für alle Steinkohlenarten wird derselbe benutzt werden können; Unterzeichneter hat jedoch die Ueberzeugung gewonnen, dass die Walzenrostfeuerung eine sehr beachtenswerte Neuerung in den Schüttfeuerungen bildet und die Anwendung von Kohlen gestatten wird, welche auf gewöhnlichen Schrägrosten garnicht oder nur mit Schwierigkeiten verbrannt werden können.

Die Walzenrostfeuerung ermöglichte eine rauchfreie, wirtschaftlich günstige Verbrennung auch bei starkem Betriebe."



6. Beschickungsvorrichtung der Eriths Engineerung Company, London, mit Zuführung des Brennstoffes unter die Brennschicht.

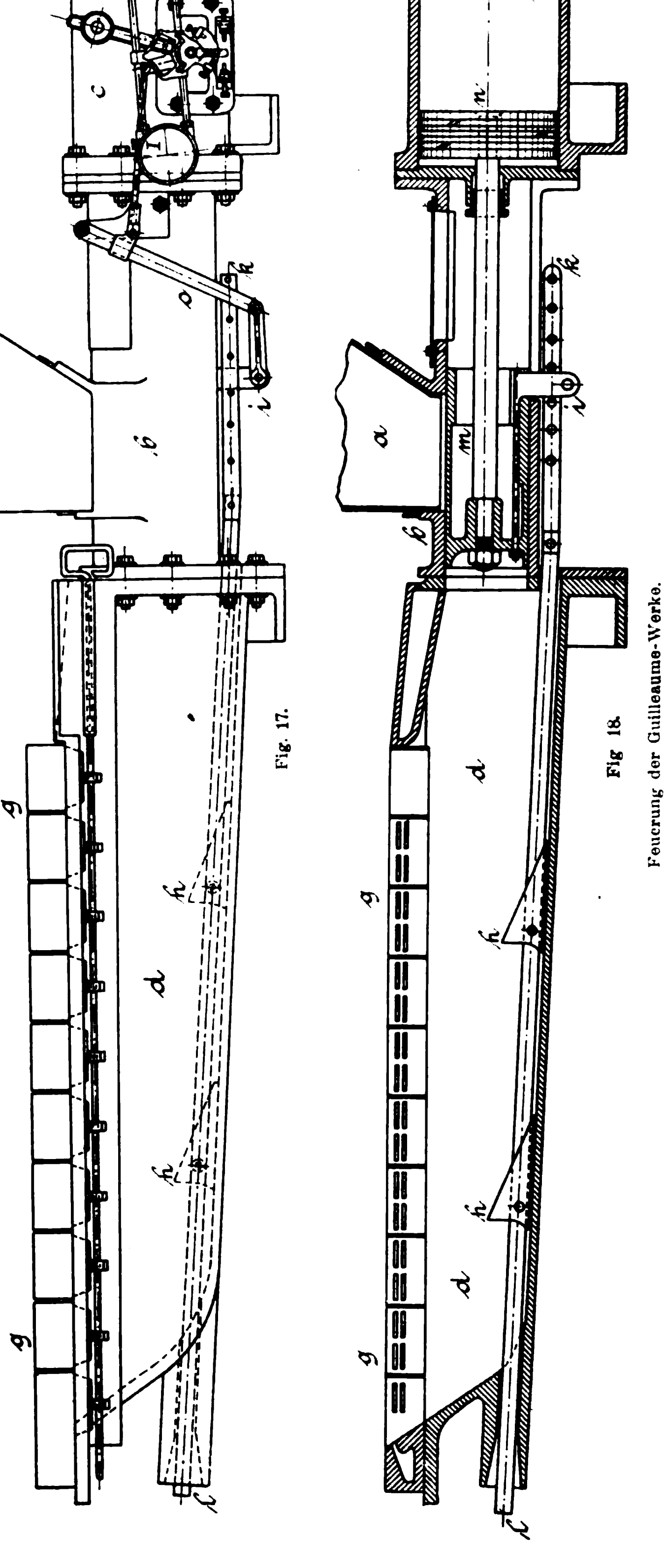
Die Fig. 15—20 geben eine in Deutschland von den *Guilleaume-Werken*, Neustadt a. H. gebaute Feuerung wieder, bei welcher der Brennstoff auf mechanischem Wege von *unten* auf den Rost befördert wird. Der Brennstoff gelangt aus dem Trichter *a* in den Förderzylinder *b* und wird durch den Förderkolben *m* (Fig. 18) in die Förderrinne *d* geschoben; von hier steigt der Brennstoff zwischen den Düsen *g* auf. Durch eine vom Kolben *m* betätigte Schürstange *k l*, auf welcher die Keilstücke *h* befestigt sind, wird die Weiterbewegung des Brennstoffes erleichtert. Die Keilstücke *h* verursachen beim Zurückgehen auch eine zweckmässige Auflockerung des Brennstoffes.

Die Verbrennungsluft wird mit einer Pressung von 50—60 mm Wassersäule durch die Rohrleitung *e* (Fig. 15 und 16) in den geschlossenen Behälter *f* befördert und strömt durch die Düsen *g* aus,

Der Förderkolben *m* (Fig. 18) wird von dem Dampfkolben *n* angetrieben, der sich in dem Zylinder *c* bewegt. Die Steuerung erfolgt durch einen Katarakt, dessen Bauart und Wirkungsweise aus den Fig. 19 und 20 näher hervorgeht.

Der Katarakt besteht aus den beiden Gefässen *I* und *II*, welche durch Röhren *r* miteinander verbunden sind. Die Röhren *r* sind in dem Rahmen *R* gefasst, der um den Zapfen *Z* schwingen kann. Gefäss *I* enthält die Füllschraube *F*, Gefäss *II* ein Ventil *V* zur Regelung der aus einem Gefäss in das andere übertretenden Flüssigkeitsmenge.

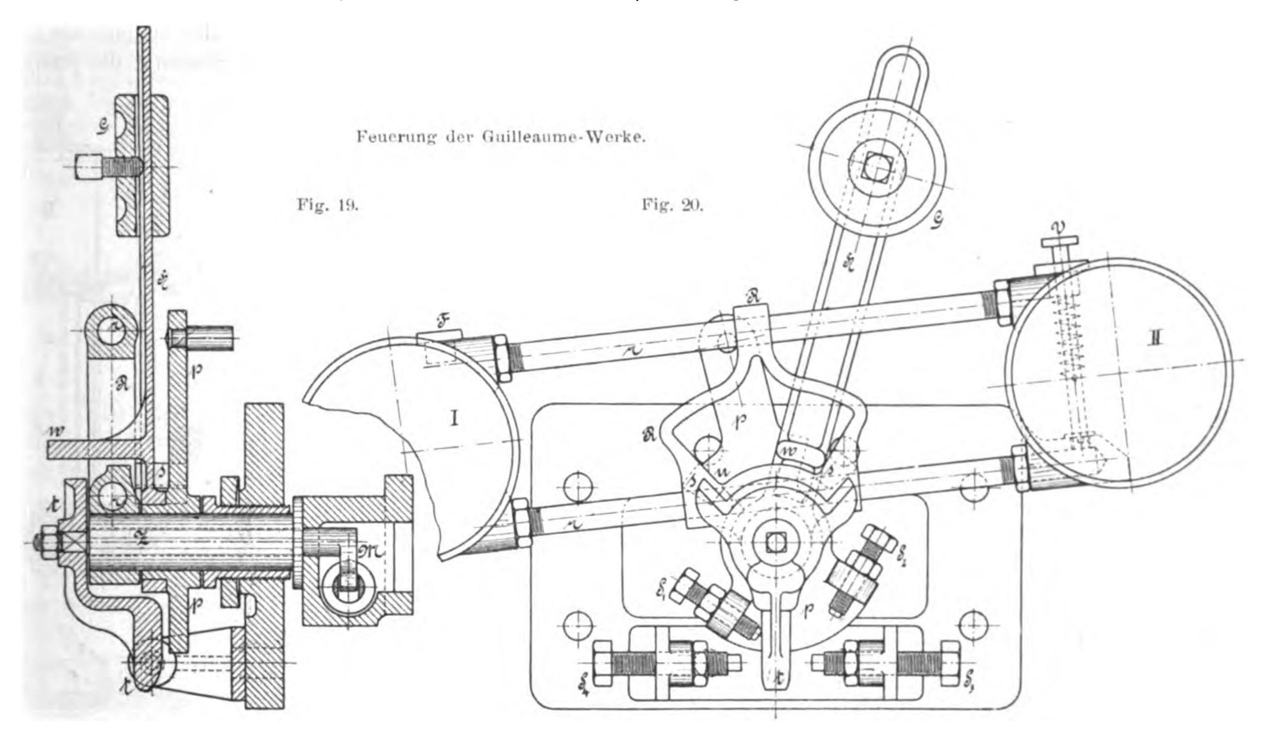
Der Dampfkolben *n* befindet sich nach Fig. 18 im linken Totpunkt, Bei der vorher erfolgten Verschiebung von rechts nach links hatte der Förderkolben *m* mittels der Verbindung *i o* (Fig. 17) die Steuerscheibe *p* (Fig. 19 und 20) von rechts in die gezeichnete Lage gebracht. Bei dieser Verdrehung von *p* wurde zuerst durch den Anschlag *u* und die am Rahmen *R* sitzende, in Fig. 20 punktiert eingezeichnete linke Knagge *s* der Rahmen *R* gedreht, so dass das Gefäss *II* in die gezeichnete Lage kam. Ausserdem drückte die an der Steuerscheibe *p* sitzende Schraube S_1 die Zunge der Umstellscheibe *t* in die gezeichnete Mittellage. Es wurde hierdurch der Steuerungsschieber *M* mittels des Zapfens *Z* und der Kurbel in die Schlusslage gebracht, so dass der Dampfzufluss zum Zylinder unterbrochen ist.



Feuerung der Guilleaume-Werke.

Aus dem Gefäss *II* fliesst nun die Flüssigkeit nach dem Gefäs *I* über, bis dieses nach einer bestimmten Zeit, deren Grösse mittels des Ventiles *V* geregelt werden kann,

das Uebergewicht erhält. Das Gefäss *I* senkt sich, wobei der am Rahmen *R* mittels der Knagge *w* anliegende Gegengewichtshebel *H* mitgenommen wird. Der Rahmen *R* legt sich schliesslich mit seiner rechten Knagge *s* (Fig. 20) an die entsprechende Anschlagfläche der Steuerscheibe *p*, während das Gegengewicht *G* nach Ueberschreitung der Höchstlage nach links herum schlägt. Die Knagge *w* trifft hierbei auf die linke Knagge der Umstellscheibe *t*; diese wird mitgenommen, bis die Schraube S_3 die Bewegung begrenzt.



Die Umstellscheibe *t* bringt hierbei den Schieber *M* in eine solche Lage, dass Kesseldampf auf die linke Seite des Kolbens *n* (Fig. 18) gelangt. Der Kolben führt seinen Hub von links nach rechts aus, wobei durch die Verbindung *i o* (Fig. 17) die Steuerscheibe *p* oben nach rechts gedreht wird. Hierdurch wird Gefäss *I* mit dem Gegengewichtshebel *H* gehoben und durch die Schraube S_2 die Umstellscheibe *t* in die Mittellage gebracht, also der Schieber *M* geschlossen, worauf sich der Vorgang in entsprechender Weise wiederholt.

Nach den Angaben der *Guilleaume-Werke* verbraucht die Fördervorrichtung etwa 1 v. H. und der Bläser etwa 4 v. H. der durch die Feuerung erzeugten Dampfmenge. Die genannte Firma garantiert vollständige Rauchlosigkeit und einen Wirkungsgrad, der dem einer regelrecht und sorgfältig bedienten Planrostfeuerung mindestens gleichkommt.

Kleinere Mitteilungen.

Neues Wasserreinigungsverfahren.

Seitens der Firma *Hans Reifert G. m. b. H.* in Köln wird ein neues Wasserreinigungsverfahren bekannt gegeben, welches ihr patentamtlich geschützt ist. Es gründet sich auf die Tatsache, dass fein pulverisierter kohlensaurer Baryt sich mit im Wasser gelöstem schwefelsauren Kalk so umsetzt, dass sich sehr schwer löslicher sckwefelsaurer Baryt und kohlensaurer Kalk bilden, die sich schlammig ausscheiden. Die Umsetzung verläuft, da der kohlensaure Baryt infolge seiner Unlöslichkeit im Wasser in festem Zustande verwandt wird, nur dann quantitativ, wenn ein genügend grosser Ueberschuss von diesem Reagens vorhanden ist. Es wird also in den Reaktions- und Klärbehälter des für das Verfahren besonders konstruierten Apparates, in dessen unteren konischen Teil das Wasser stossweise unter stetigem Aufwirbeln des Baryts eintritt, in grösserem Ueberschuss, etwa in der für einen Monat reichenden Menge eingebracht. Im oberen Teile des Apparates befindet sich ein Filter zum Auffangen etwa mitgerissener Baryt- und Schlammteilchen. Diese Teilchen werden, um einen Barytverlust zu vermeiden, von Zeit zu Zeit in das Barytbad zurückgespült. Das Ablassen des gebildeten Schlammes ist nur innerhalb weiter zeitlicher Zwischenräume nötig. Zur Ausscheidung im Wasser vorhandener kohlensaurer Salze wird Aetzkalk verwandt, welcher aus einem kontinuierlich wirkenden *Dervaux*schen Kalksättiger dem Reaktionsbehälter zugeführt wird. Zur Unschädlichmachung etwa vorhandener Chloride des Magnesiums und Calciums, welche im Kessel einen Teil ihres Chlors in Form von Salzsäure abspalten und korrodierend wirken, lässt sich die Verwendung von Soda, da der kohlensaure Baryt hier versagt, nicht umgehen.

Das Verfahren entfaltet seine Vorzüge hauptsächlich bei solchen Wässern, deren Härte sich als „bleibende" charakterisiert, d. h. die hauptsächlich Gips und schwefelsaure Magnesia gelöst enthalten. Da in solchen Fällen die Enthärtung mittels Soda nicht immer mit der gewünschten Schnelligkeit und Gründlichkeit vor sich geht und häufig zu Nachreaktionen resp. Ablagerungen in den Speiseleitungen in Kesseln führt, die gerade vermieden werden sollen, während dagegen die Ausscheidung des nach dem obigen Prozess gebildeten schwefelsauren Baryts, bei der fast absoluten Unlöslichkeit dieses Salzes im Wasser, sich momentan vollzieht. Ein wesentlicher Vorzug des Barytverfahrens liegt darin, dass im Gegensatz zu dem Sodaverfahren, bei dem anstelle des Gipses schwefelsaures Natron im Wasser gelöst bleibt, hierbei sowohl der Gips als auch das zu seiner Ausscheidung nötige Reagens aus dem Wasser entfernt wird, wodurch die Anreicherung des Kesselwassers mit gelösten Salzen in wünschenswerter Weise verlangsamt wird. — Die Betriebskosten sind die gleichen oder doch nicht wesentlich höhere als beim Sodaverfahren.

Graphit-Mischapparat „Perfekt".

Im Anschluss an den Bericht über „Die Graphitschmierung" (Seite 11 und 24 d. B.) sei der Graphit-Mischapparat „Perfekt" der Firma *Künneth & Knöchel* in Magdeburg erwähnt. Der Apparat wird in die Schmierölleitung zwischen Schmierpresse und Zylinder eingeschaltet und zwar kann man ihn entweder durch ein Zwischenstück an jede beliebige Schmierpresse, wie Fig. 1 zeigt,

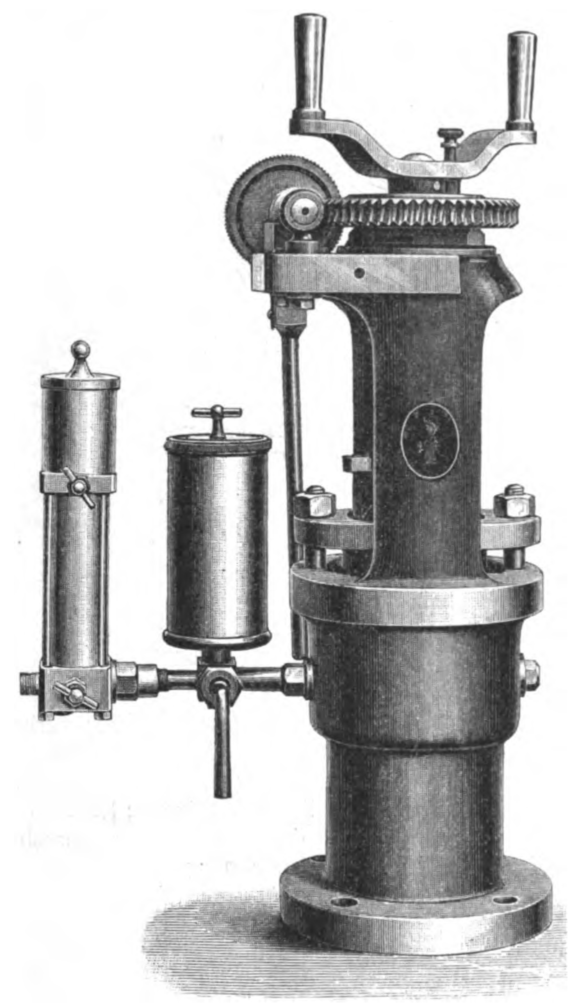


Fig. 1. Graphit-Mischapparat „Perfekt" in Verbindung mit einer Mollerups-Schmierpresse.

oder durch ein Einführungsstück nach Fig. 2 an der zu schmierenden Maschine unmittelbar befestigen. Man ist nun imstande zu jeder Zeit und ohne Unterbrechung der Schmierung die Mischung des Oeles mit Graphit innerhalb der weitesten Grenzen so zu regeln, dass dem Schmieröl von der geringsten bis zur grössten Menge Graphit beigemischt wird. Auch reines, nicht mit Graphit vermischtes Schmieröl kann zu jeder Zeit durch Schliessen der Regulierschraube *i* (Fig. 4) der Schmierstelle zugeführt werden. Die Konstruktion des Apparates ist aus den beiden Schnitten (Fig. 3 und 4) leicht ersichtlich. Aus dem Behälter *B* führt der durch die Ventilschraube *d* verschliessbare Kanal *c c'* nach dem Mischraum *A* und dient zum jemaligen Einlassen des Graphits. Der Mischraum *A* steht einerseits bei *e* durch einen Kanal mit der von der Schmierpresse kommenden Oelleitung, andererseits bei *t* mit der zu schmierenden Maschine in Verbindung. Das Rohr *g* dient zum Anfüllen des Apparates mit Oel, die winkelförmig durchbohrte Ventilschraube *i* zur Regulierung der Graphitbeimischung und Kugelventil *m* als Rückschlagventil, um das Aussaugen des Schmiermaterials durch Vakuum und das Eindringen des Dampfes in die Oelleitung zu verhindern.

Beim Füllen des Apparates mit Graphit wird die Regulierschraube *i* fest angezogen, Ventilschraube *d* geöffnet und der Deckel des Behälters *B* abgeschraubt. Dann drückt man das in der Schmierpresse befindliche Oel in den Graphit-Mischapparat, welches hier seinen Weg durch den Stutzen *e*, die Rohre *g* und *c'* in den oberen Behälter *B* nimmt. In diesen schüttet man 3 bis 4 Teelöffel Graphit, den man gründlich im Oel ausrührt, wonach das Oelgraphitgemisch vermittelst der Schmierpresse in den Mischraum *A* gesaugt wird, wo sich die spezifisch schwereren Graphitteilchen auf dem Boden ablagern. In den Mischraum *A* etwa mit eingetretene Luft wird durch den Luftkanal *p* wieder abgelassen. Die Ventilschraube *d* wird alsdann geschlossen und der Apparat in Betrieb gesetzt. Das von der Schmierpresse kommende Oel nimmt jetzt, durch die winkelförmig durchbohrte Regulierschraube *i* gehend, seinen Weg in der in Fig. 4 angedeuteten Pfeilrichtung zur Maschine. Sobald Ventil *i* ein wenig geöffnet wird, nimmt der hindurchfliessende Oelstrom Graphitteilchen in sich auf, und ist man durch die Regulierschraube *i* imstande, der Notwendigkeit entsprechend, ganz wenig oder viel Graphit beizumengen. Um den Graphitinhalt im Schmieröl zu kontrollieren, öffnet man die mit einer Ausflussöffnung versehene Ventilschraube *v* und fängt die herausfallenden Oeltropfen auf einem Blatt Papier auf; der Graphitgehalt im Oel ist dann genau ersichtlich.

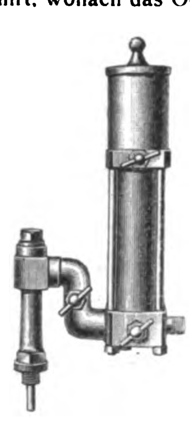
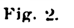



Fig. 2.

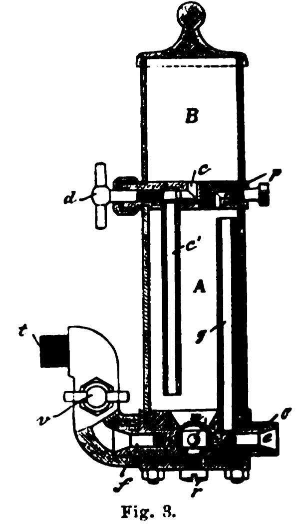


Fig. 3.

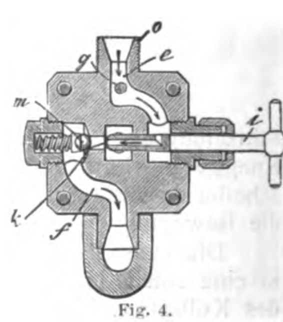


Fig. 4.

Eine Graphitfüllung reicht je nach Grösse der zu schmierenden Maschine mehrere Tage; die Füllung kann zu jeder Zeit, während des Betriebes und ohne Unterbrechung der Schmierung vorgenommen werden.

Die richtige Anwendung von Graphit zu Schmierzwecken, wie sie durch den Graphit-Mischapparat „Perfekt" gegeben ist, bewirkt einen leichten Gang der Maschine, äusserst geringen Verschleiss der sich reibenden Flächen und eine Herabminderung des Schmierölverbrauches um etwa die Hälfte des früheren Bedarfes. Verschmutzen der Zylinder und Kanäle durch Graphit ist ausgeschlossen, da der Apparat ermöglicht, dass nicht mehr Graphit zugeführt wird, als zur Schmierung nötig ist.

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Maurerstr. 80.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

86. Jahrg., Bd. 320, Heft 5. **Berlin, 4. Februar 1905.**

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.



Explosionsmotoren mit Einführung verdampfender Flüssigkeiten.

Von Dr. **K. Schreber.**

(Fortsetzung von S. 60 d. Bd.)

Der dritte Teil der Kompression verläuft wiederum adiabatisch isentropisch wie der erste; ist also zu verzeichnen nach den Gleichungen

$$\left.\begin{array}{l} pv = n_3 \, B \, T \\ pv^k = p_3 \, v_3^{\,k} \quad Tv^{k-1} = T_3 \, v_3^{\,k-1} \quad \tau = \tau_3 \;.\;. \end{array}\right\} \quad 9)$$

Hierzu ist zu bemerken, dass n_3 um die Zahl der eingespritzten Molen grösser ist als n_1 und dass auch k einen anderen Wert hat, weil jetzt ein Gemisch von Gas und überhitztem Dampf vorliegt.

Das Verbrennen des Alkohols geht nach der Gleichung

$$C_2 \, H_5 \, OH + 3 \, O_2 = 2 \, CO_2 + 3 \, H_2 \, O + 311\,000 \, a \quad 10)$$

vor sich. In derselben sind, den Bedingungen der Praxis entsprechend, sowohl die Alkoholmole vor der Verbrennung als auch die drei durch das Verbrennen entstandenen Wassermolen dampfförmig angenommen. Der Alkohol wird zwar flüssig in den Zylinder eingeführt, auf der Strecke *2 3* verdampft er jedoch, so dass er im Punkt *4* dampfförmig vorliegt, Der in die Rechnung für die Strecke *4 5* einzusetzende Heizwert beträgt also $H = 311\,000$. Ich nehme auch hier wieder wie bei meinen Untersuchungen über den Arbeitswert der Heizgase an, dass die durch den chemischen Umsatz entstehende Wärmeenergie den gleichzeitig entstehenden Heizgasen auf umkehrbare Weise von aussen zugeführt würde. Aus der Reaktionsgleichung 10) des Alkohols ergibt sich, dass wenn alle Molen dampfförmig vorliegen, durch die Reaktion die Zahl der Molen um eine zunimmt; bei Gasmaschinen findet im allgemeinen eine Abnahme der Molenzahl statt. Um die Rechnung zu vereinfachen, nehme ich an, diese Aenderung der Molenzahl fände plötzlich im Punkte *4* statt; wir haben also im Punkte *4* einmal die der Strecke *3 4* zugehörige Molenzahl n_3 und dann die der Strecke *4 5* zugehörige $n_4 = n_3 + 1$. Die die Molenzahl darstellende punktierte Linie in Fig. 2 hat deshalb bei $v = 0{,}1$ eine Unstetigkeit.

Ist die Molekelwärme der Heizgase bei konstantem Volumen in der nach der Explosion vorliegenden Zusammensetzung $a + b\,T$, so ist:

$$H = n_4 \int_4^5 (a + bT) \, dT = n_4 \, (T_5 - T_4) \left(a + \frac{b}{2} \, [T_5 + T_4]\right)$$

Das ergibt die Explosionstemperatur

$$T_5 = T_4 + \frac{H}{n_4 \left(a + \frac{b}{2} \, [T_5 + T_4]\right)} \quad . \quad . \quad 11a)$$

Derartige quadratische Gleichungen löst man sehr bequem durch Annäherung.[8])

Den Explosionsdruck erhält man aus der Gasgleichung, wenn man die Bedingung $v_4 = v_5$ beachtet.

$$p_5 = p_4 \cdot \frac{n_4 \, T_5}{n_3 \, T_4} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 11b)$$

Die Aenderung der Entropie auf der Strecke *4 5* erhält man aus der Definition des mathematischen Wertes der Entropie $d\tau = \frac{dq}{T}$, wo dq das Element der Wärmeenergie ist, welches bei der Temperatur T dem Körper zugeführt wird, zu

$$\tau = \tau_4 + n_4 \left(a \, \log \frac{T}{T_4} + b \, [T - T_4]\right) \quad . \quad . \quad 11c)$$

Die vom Punkt *5* ausgehende Expansion erfolgt adiabatisch isentropisch; man muss aber wegen der heissen Temperaturen die Veränderlichkeit der Molekelwärme berücksichtigen und hat dann die Gleichungen:[9])

$$\left.\begin{array}{l} \dfrac{T_5}{T} \cdot e^{\frac{b}{a}(T_5 - T)} = \left(\dfrac{v}{v_5}\right)^{B/a} \\ p = p_5 \cdot \left(\dfrac{v_5 \, T}{v \, T_5}\right) \quad \tau = \tau_5 \end{array}\right| \quad . \quad . \quad 12)$$

Hat man auf diese Weise den Punkt *6* erreicht, so schliesst man das pv - Diagramm einfach durch eine zur Volumenachse senkrechte Gerade, entsprechend der Bedingung $v_6 = v_1$. Gewöhnlich wird diese Methode begründet durch die Voraussetzung, dass dem im Zylinder enthaltenen Gemisch bei konstantem Volumen soviel Wärme entzogen wird, bis der Druck auf den atmosphärischen gefallen sei. Diese Voraussetzung ist wegen der während des Prozesses stattfindenden Aenderung der Molenzahl durch Einspritzen auf der Strecke *2 3* und gemäss Gleichung 10) auf der Strecke *4 5* nicht zulässig. Es bleibt vielmehr, nachdem man bis auf atmosphärische Temperatur abgekühlt hat, noch ein ganz bedeutender Ueberdruck, den man auspuffen lassen muss. Auch dieser Auspuff wird durch eine gerade, *6* mit *1* verbindende Linie dargestellt.

Im Temperatur - Entropiediagramm erhalten wir den Abschluss, indem wir zunächst bei festgehaltenem Kolben

[8]) D. p. J. 1903, **318**, S. 454 ff.

[9]) D. p. J., **318**, S. 454. In der dort angeführten Beziehung ist ein Druckfehler stehen geblieben, sie muss die hier gegebene Form haben.

dem Zylinderinhalt soviel Wärme entziehen, bis die Temperatur gleich der atmosphärischen kalt geworden ist. Dieser Wärmeentziehung entspricht die Entropieänderung

$$\tau_6 - \tau = n_4 \left(a \lg \frac{T_6}{T} + b\,[T_6 - T]\right) \quad . \quad . \quad 13)$$

Sind wir auf die atmosphärische Temperatur angekommen, so wird der gesamte Zylinderinhalt aus dem Zylinder entfernt, zum Teil, wie eben gesagt, durch Auspuff, zum Teil durch Ausschub bezw. Ausspülen. Beiden entspricht wegen der bei konstanter Temperatur abnehmenden Stoffmenge eine Abnahme der Entropie bei konstanter Temperatur, und zwar, da wir annehmen, der Zylinderinhalt würde ganz ausgeschoben, bis auf den Anfangswert beim Beginn der Kompression, so dass auch das T—τ-Diagramm geschlossen ist.

Herr *Max Apfelstedt*, Kandidat des höheren Lehramtes, hat die Liebenswürdigkeit gehabt, mir nach diesen Formeln die beiden theoretischen Diagramme für einen Spirituszweitaktmotor mit Einspritzen des Spiritus während der Kompression zu berechnen. Wir haben dabei angenommen, der Zylinder enthalte in seinem Volumen $v_1 = 1$ $n_1 = 30{,}00$ Molen Luft von der atmosphärischen Temperatur $T_1 = 273 + 20 = 293$ und dem atmosphärischen Druck $p_1 = 1$. Diese Molen werden bis zum Volumen $v_2 = 0{,}40$ adiabatisch isentropisch komprimiert; hierbei hat k den Wert 1,401. Während der weiteren Kompression bis auf $v_3 = 0{,}15$ wird Spiritus vom spezifischen Gewicht 0,8300 eingespritzt; derselbe enthält auf eine Alkoholmole 0,373 H_2O, so dass also im ganzen in die 30,00 Molen Luft 1,373 Molen Spiritus eingespritzt werden. Die molekulare Verdampfungswärme beträgt $\lambda_s = 12200$. Die Molekelwärme des aus Alkohol- und Wasserdampf und Luft bestehenden Gemisches nahmen wir zu $c_v = 5{,}36$ an. Der Unterschied der beiden Molekelwärmen behält natürlich seinen Wert $B = c_p - c_v = 1{,}97$. Mit Hilfe dieser Werte für λ_s, c_v und B erhält man aus 8b), indem man diese für Punkt *2* und *3* aufstellt, eine Beziehung zwischen den Konstanten a und b der Gleichung 8a). Spezialisiert man 8a) für den Punkt *2*, so erhält man die zweite Gleichung zwischen a und b und kann diese somit berechnen, so dass jetzt p n und T für jeden Wert des Volumens zwischen $v_2 = 0{,}40$ und $v_3 = 0{,}15$ festzustellen sind. Für die mittelste Spiritusmole 0,686 bestimmt man den Druck und die Zylindertemperatur und erhält dann aus den *Zeuner*schen Tabellen den Mittelwert in 8c), wodurch man auch die Entropiewerte für die Strecke $\overline{23}$ erhält. Für die bis $v_4 = 0{,}10$ erfolgende isentropische Kompression ist $k = 1{,}350$ und $n_3 = 31{,}373$. Auf der Explosionskurve ist $n_4 = 32{,}373$ und die Molekelwärme bei konstantem Druck $c_v = 4{,}638 + 0{,}001474\,T$; welche Werte auch für die Expansionslinien und die Schlusslinien der Diagramme bleiben.

Für die Konstanten der Gleichung 8a) hat Herr *Apfelstedt* gefunden $T = 383{,}2 + \frac{15{,}98}{v}$, denen die Werte $a = 0{,}0656$, $\beta = 0{,}00471$ und $n_2\, v_2^{\,a}\, e^{\beta/v_2} = 28{,}575$ der Gleichung 8b) entsprechen.

Die Ergebnisse der Rechnung sind in der nachfolgenden Tabelle zusammengestellt:

Punkt	v	p	τ	T	n
1	1,00	1,00	0	293,0	30,00
	0,90	1,16	.	305,6	.
	0,80	1,37	.	320,4	.
	0,70	1,65	.	338,0	.
	0,60	2,05	.	359,6	.
	0,50	2,64	.	386,9	.
2	0,40	3,61	0	423,1	30,00
2	0,40	3,61	0,00	423,1	30,00
	0,35	4,21	0,96	428,8	30,21
	0,30	5,04	2,07	436,4	30,45
	0,25	6,25	3,31	447,1	30,72
	0,20	8,17	4,73	463,1	31,03
3	0,15	11,65	6.40	489,7	31.37
3	0,15	11,65	6,40	489,7	31.37
	0,14	12,79	.	501,7	.
	0,13	14,14	.	514,8	.
	0,12	15,75	.	529,4	.
	0,11	17,71	.	545,8	.
4	0,10	20,14	6,40	564,3	31,37
4	0,10	20,14	6,40	564,3	32,37
	.		9,38	664,3	.
	.		22,50	764,3	.
	.		37,00	864,3	.
	.		50,31	964,3	.
	.		62,68	1064,3	.
	.		74,30	1164,3	.
	.		85,31	1264,3	.
	.		95,81	1364,3	.
	.		105,86	1464,3	.
	.		115,54	1564,3	.
	.		124,90	1664,3	.
	.		133,98	1764,3	.
	.		142,80	1864,3	.
	.		159,80	1964,3	.
5	0,10	72,74	160,69	1975,1	32,37
5	0,10	72,74	160,69	1975,1	32,37
	0,117	59,81	.	1900,0	.
	0,144	46,04	.	1800,0	.
	0,179	34,98	.	1700,0	.
	0,224	26,25	.	1600,0	.
	0,284	19,45	.	1500,0	.
	0,364	14,17	.	1400,0	.
	0,414	12,00	.	1350,0	.
	0,473	10,13	.	1300,0	.
	0,542	8,50	.	1250,0	.
	0,623	7,10	.	1200,0	.
	0,719	5,89	.	1150,0	.
	0,835	4 85	.	1100,0	.
	0,974	3,97	.	1050,0	.
6	1,000	3,84	160,69	1042,0	32,37
6	1,00	3.84	160,69	1042,0	32,37
	.	.	148,92	942,0	.
	.	.	135,30	842,0	.
	.	.	122.80	742,0	.
	.	.	107,97	642.0	.
	.	.	91,44	542,0	.
	.	.	72,49	442,0	.
	.	.	48,89	342,0	.
1	.	.	36,93	293,0	32,37
1	1,00	1,00	0,00	293,0	0,00

Mit Hilfe der in dieser Tabelle enthaltenen Zahlen sind die beiden Diagramme (Fig. 1 und 2 S. 58) gezeichnet. In das $p\,v$-Diagramm habe ich auch die Zahlen der im Zylinder enthaltenen Molen eingetragen. Da bei etwaiger Aenderung der Belastung, wie im ersten Teil gesagt, sich die Grenze des zweiten und dritten Teiles der Kompression verschiebt, so habe ich die Kurve der Molenzahl über den $v = 0{,}15$ entsprechenden Punkt hinaus fortgesetzt bis $v = 0{,}125$. Nach dieser Kurve der Molenzahl zwischen $v = 0{,}40$ und $v = 0{,}125$ ist das vom Regulator beeinflusste Organ einzurichten, welches die Füllung ändert.

Während an dem Druckvolumendiagramm wenig auffällt, denn die Knicke in *2* und *3* sind kaum zu erkennen, unterscheidet sich das Temperaturentropiediagramm ganz bedeutend von den für Explosionsmaschinen bekannten. Zunächst muss es durch die Linie atmosphärischer Temperatur $\overline{11}$ geschlossen werden. Diese Linie gibt die Zunahme der Entropie infolge der im Prozess vorkommenden nicht umkehrbaren Zustandsänderungen, deren wir zwei haben; den Vorgang des Einspritzens, auf der Strecke $\overline{23}$ und die Aenderung der Molenzahl im Punkte *4* infolge der chemischen Aenderung auf der Strecke $\overline{45}$.

In den gewöhnlichen Zeichnungen von theoretischen T—τ-Diagrammen von Explosionsmaschinen nimmt man

stets an, dass die Molenzahl ungeändert bleibe, weil die auf die Gewichtseinheit bezogene Form der Gasgleichung, die leider noch immer fast ausschliesslich benutzt wird, bei Berücksichtigung der Aenderung der Molenzahl eine sehr umständliche Rechnung bedingt. Lässt man diese, wohl in keinem Fall berechtigte Annahme fallen, so werden auch die $T-\tau$-Diagramme der anderen Explosionsmaschinen durch eine Linie konstanter Temperatur geschlossen.

Am auffallendsten ist aber die Strecke $2\ 3$; während bei den Diagrammen der ohne Einspritzen arbeitenden Explosionsmaschinen die Kompression vollständig als Isentrope d. h. als der T-Achse parallele Gerade verläuft, tritt hier eine Dreiteilung dieser Strecke auf, und der mittlere Teil derselben ist von der Geraden abweichend, weil die Einspritzung ein nicht umkehrbarer Prozess ist, der eine Vermehrung der Entropie des Zylinderinhaltes bedingt.

Die Zunahme der Entropie während des Einspritzens ist gegeben durch die Strecke $2'\ 4'$. Der Vergleich von $2'\ 4'$ mit $4'\ 5'$, der Entropiezunahme während der Explosion, zeigt, dass es nicht nötig ist, $2'\ 4'$ sehr genau zu berechnen; die eben benutzten Abkürzungen und Vereinfachungen sind somit berechtigt.

Aus den $T-\tau$-Diagrammen sowohl der Explosionsmaschinen wie der Dampfmaschinen ist man gewohnt, den theoretischen Wirkungsgrad des Prozesses abzulesen, indem man die Fläche der in Arbeit verwandelten Wärmeenergie durch die Fläche der gesamten Wärmeenergie dividiert. Hierher kann man diese Methode nicht so ohne weiteres übertragen. Die durch den chemischen Vorgang entwickelte Wärmeenergie ist zwar auch ohne Schwierigkeiten in der Fläche $[4\ 5\ 5'\ 4']$ zu erkennen. Nicht so leicht ist es aber mit der Arbeitsfläche. Von der aus chemischer Energie entstandenen Wärmeenergie wird nach dem Diagramm die Fläche $[4\ 5\ 6\ 1\ X]$ in Arbeit verwandelt. Diese Arbeit wird aber, auch wenn alles theoretisch vollkommen zugeht, von der Welle nicht an die Transmission abgegeben, sondern ein Teil derselben kehrt während der Kompression wieder in den Zylinder zurück.

Das geschieht nun zwar bei sämtlichen Explosionsmaschinen auch, aber, theoretische Vollkommenheit vorausgesetzt, stets umkehrbar, so dass die während der Kompression in den Zylinder zurückgeführte Arbeit bei der nachfolgenden Expansion vollständig wieder gewonnen wird. Man hat also nur vom ersten Expansionshub diese Arbeitsmenge abzuziehen und dann anzunehmen, dass diese Arbeit fortwährend durch das Gestänge hin- und herläuft, gerade wie in der Dampfmaschine die zum Betriebe der Speisepumpe nötige Arbeit.

Für alle folgenden Expansionen und Kompressionen braucht man sich aber um diese Arbeit nicht mehr zu kümmern, und so entsteht das eben erwähnte Resultat, dass man den Wirkungsgrad als das Verhältnis der Arbeitsfläche zur Wärmefläche erhält.

Bei dem hier vorliegenden Spiritusmotor ist das aber anders; ein Teil der während der Kompression in den Zylinder zurückkehrenden Arbeit wird auf nicht umkehrbare Weise in Wärme verwandelt. Diese Wärmeenergie ist durch die Fläche $[2\ 3\ 4'\ 2']$ dargestellt. Da das bei jedem Spiel geschieht, so muss von der Arbeitsfläche $[4\ 5\ 6\ 1\ X]$ jedesmal die Wärmefläche $[2\ 3\ 4'\ 2']$ abgezogen werden. Es hat aber die Wärmeenergiemenge $[2\ 3\ 4'\ 2']$, da ihre Temperatur zum Teil wärmer ist als die atmosphärische, noch den durch $[2\ 3\ X\ 1]$ dargestellten Arbeitswert,[10]) der auch während der Expansion gewonnen wird.

Die gesamte von der Maschine gewonnene Arbeit ist somit gegeben durch die Summe der Flächen:

$$[4\ 5\ 6\ 1\ X] - [2\ 3\ 4'\ 2'] + [2\ 3\ X\ 1]$$
$$= [1\ 2\ 3\ 4\ 5\ 6\ 1\ 1] - [2\ 3\ 4'\ 2'].$$

Es wird also von der gesamten Arbeitsfläche, d. h. von der Fläche, welche über der die kälteste im Prozess vorkommende Temperatur darstellende Kurve $6\ 1\ 1$ liegt, die zur Erhaltung des nichtumkehrbaren Prozesses der Einspritzung nötige Wärmeenergie $[2\ 5\ 4'\ 2']$ abgezogen.

Der theoretische Wirkungsgrad des Prozesses ist also

$$\eta = \frac{[1\ 2\ 3\ 4\ 5\ 6\ 1\ 1] - [2\ 3\ 4'\ 2']}{[4\ 5\ 5'\ 4']}$$

Wie das Diagramm zeigt, ist die Fläche $[2\ 3\ 4'\ 2']$ so klein neben den beiden anderen, dass sie ohne eine merkliche Aenderung des Wirkungsgrades herbeizuführen, im Zähler und Nenner addiert werden darf. Man erhält dann

$$\eta = \frac{[1\ 2\ 3\ 4\ 5\ 6\ 1\ 1]}{[1\ 2\ 3\ 4\ 5'\ 5'\ 2\ 1]}$$

d. h. eine Form, welche der gewöhnlichen vollständig entspricht: Der Wirkungsgrad ist das Verhältnis der Fläche des $T-\tau$-Diagrammes, welche oberhalb der Kurve der kältesten im Prozess vorkommenden Temperatur liegt, zur gesamten Fläche des Diagrammes.

Planimetriert man die Flächen, so gibt die erste Form $\eta = 0{,}532$ die zweite $\eta = 0{,}539$, ein Unterschied, welcher vollständig innerhalb der Grenzen der Genauigkeit liegt.

Zu diesen Zahlenwerten ist aber zu bemerken, dass ihnen der Heizwert des dampfförmigen Alkohols $[4\ 6\ 5'\ 4']$ zugrunde liegt. Um sie mit den Wirkungsgraden anderer Spiritusmaschinen zu vergleichen, muss man sie erst auf den Heizwert des flüssigen Spiritus reduzieren; man erhält dann 0,553 bezw. 0,561.

Die Verdampfung, welche bei anderen Spiritusmotoren in einem besonderen Vergaser vorgenommen werden muss, ist auch hier nicht umsonst, sondern durch den Wärmeverlust $[1\ x\ 4'\ 2']$ erkauft; dagegen kann der besondere Vergaser gespart werden.

(Schluss folgt.)

[10]) D. p. J. 1904, **319**, S. 113.

Mitteilungen über Herstellung und Eigenschaften der Treibriemen.

(Schluss von S. 45 d. B.)

Eigenschaften und Leistungsfähigkeit der Riemen.

Gute loh- oder chromgare *Lederriemen* sind für alle Betriebe mit trockner und säurefreier Luft geeignet. Feuchtigkeit, höhere Wärme, sowie Mineralöle und Säuredämpfe zerstören die Lederriemen, machen sie mürbe und brüchig und lassen sie ihre Elastizität verlieren. Gegen die schädlichen Einflüsse der Feuchtigkeit kann man das Leder selbst zwar zum Teil durch Einfetten mit Tran schützen, jedoch leiden vor allem die Verbindungsstellen, da die üblichen Leime (Fischblase usw.) sich nicht in der Nässe bewähren, so dass die Riemen für feuchte Betriebe genäht werden müssen; indessen auch die Nähstellen leiden stark unter der Feuchtigkeit.

Baumwoll- und *Segeltuchriemen* eignen sich auch für

feuchte und warme Betriebe, wenn die Gewebefasern durch Imprägnierung und Einfetten gegen die Aufnahme von Feuchtigkeit geschützt sind. Kameelhaarriemen bewähren sich in feuchten Räumen und sogar direkt in Säuredämpfen. Auch gegen höhere Temperaturen unempfindlich sind die Segeltuchriemen.

Einen besonders guten Schutz gegen Feuchtigkeit, Dämpfe und chemische Einflüsse gewährt die Imprägnierung und Umhüllung mit *Gummi oder Balatamasse*. Gummi und Balata sind gegen Nässe vollkommen undurchlässig und indifferent und werden auch durch Säuren nicht angegriffen. Dagegen sind diese Riemen gegen Hitze nur innerhalb gewisser Grenzen unempfindlich, und zwar sind Balatariemen bis höchstens 30 ° C verwendbar, während Gummiriemen sich bei Temperaturen von — 15 ° C bis + 50 ° C in keiner Weise ändern. Gummi widersteht den Einflüssen von Alkalien und Säuren; Salz- und Essigsäure greifen denselben wenig an, und bei Verwendung besserer Qualitäten von Paragummi halten die Riemen sich sogar gut gegen Schwefel- und Salpetersäure. Sie übertreffen an Widerstandsfähigkeit gegen Feuchtigkeit alle anderen gebräuchlichen Riemen und sind aus diesem Grunde auch besonders für Transportgurte geeignet, die oft nasse Stoffe zu fördern haben, und ebenso für Zentrifugenriemen und ähnliche Zwecke. Dagegen sind den Gummiriemen ebenso wie den Lederriemen alle mineralischen Oele schädlich. Endlos hergestellte Riemen bieten unter den erwähnten Verhältnissen Vorteile, da die Verbindungsstellen, an denen mehr oder weniger die Gewebe freigelegt sind, besonders Angriffspunkte für die schädlichen Einflüsse bieten und fast immer zuerst leiden. Als ein Nachteil der Gummiriemen muss erwähnt werden, dass die äussere Schicht im Laufe der Zeit durch Oxydation verhärtet, wodurch indes die Lebensdauer der Riemen wohl kaum wesentlich beeinträchtigt, sondern höchstens die Reibung zwischen Scheibe und Riemen vermindert wird; eine geeignete Riemenpflege kann jedoch auch diesen Uebelstand verhüten.

Für besonders nasse Räume sollen sich die oben beschriebenen *Gliederriemen* gut bewähren. Diese sind sehr haltbar, aber teuer und ausserordentlich schwer, weshalb sie nur bei annähernd wagerechtem Lauf zu verwenden sind.

Ausser den besprochenen äusseren Einflüssen sind die Riemen sehr oft der mechanischen Abnutzung durch den Lauf in Ausrückergabeln ausgesetzt. Für die Gummi- und Balatariemen ist der Gabellauf deshalb nicht so schädlich, weil die Gewebefäden so in die Masse eingebettet und durch dieselbe so fest zusammengehalten sind, dass auch nach Beschädigung der äusseren Fäden weiteres Auflösen des Gewebes im allgemeinen nicht eintritt. Der Gabellauf ist für diese Riemen vielleicht nicht schädlicher als für genähte oder genietete Lederriemen, deren Ansätze naturgemäss stark leiden, während auch die Stosstellen geleimter Riemen nur wenig in Mitleidenschaft gezogen werden. Dies gilt jedoch nicht mehr für den Betrieb in feuchten Räumen, in denen der Leim sich löst, und infolgedessen die ausgeschärften Enden besondere Angriffspunkte für die Zerstörung ergeben; auch die an den Gabeln laufenden Riemenkanten werden in diesem Fall deformiert. Alle nicht mit Gummi oder Balata imprägnierten Geweberiemen sind für den Lauf in Gabeln weit weniger geeignet und zum Teil einer schnellen Zerstörung ausgesetzt, vor allem die Tuchriemen, denen gegenüber gewebte Riemen sich besonders dann besser bewähren, wenn sie satt imprägniert sind. Allerdings scheint die übliche Imprägnierung das Brechen der äusseren Fasern zu begünstigen.

Es mögen in folgendem einige Vergleichswerte für die *Festigkeit* und *Elastizität* der verschiedenen Riemensorten gegeben werden, welche, soweit nicht andere Angaben gemacht sind, den Mitteilungen der Königlichen technischen Versuchsanstalten zu Berlin entnommen sind.[3])

Aus dem reichen Material der seinerzeit veröffentlichten Mitteilungen, die in folgendem mit „M. d. V." bezeichnet werden mögen, sind hier aus den Angaben für gleichartige Riemen und gleichartige Versuche Mittelwerte ausgezogen, denen gleichzeitig die grössten und kleinsten Werte der betreffenden Versuchsreihen beigefügt sind. Die Tabelle soll demnach lediglich eine allgemeine vergleichende Uebersicht geben. Die Elastizitätsmoduli sind für verschiedene Belastungsstufen angegeben, die jedesmal am Kopf der Zahlenreihen vermerkt sind. Von dem direkten Vergleich sind die mit 1, 2, 3 bezeichneten Zahlen auszuschliessen, die unter anderen aber unter sich gleichen Versuchsbedingungen gewonnen sind. Bei letzteren Versuchen wurde der Belastungswechsel solange wiederholt, bis eine Aenderung der gesamten und der bleibenden Dehnung nicht mehr eintrat, während die übrigen Werte nach je einmaliger Belastung festgestellt sind.

Wie bekannt, übt die Zeit der Belastung einen grossen Einfluss auf die Zugfestigkeit des Leders und auch der Geweberiemen aus; so sinkt zum Beispiel die Bruchbelastung des Leders nach monatelanger Belastung bis auf $^2/_3$ des beim plötzlichen Zerreissen gefundenen Wertes. Passende Vergleichswerte der Festigkeit können daher nur gegeben werden, wenn die Feststellung derselben unter gleichen Bedingungen erfolgte. Noch grössere Schwierigkeiten bietet die einheitliche Bestimmung des Dehnungskoeffizienten, da die hier in Betracht kommenden Stoffe keine Proportionalitätsgrenze besitzen, d. h. die Dehnung nicht innerhalb gewisser Grenzen der Spannung proportional ist, sondern der Dehnungskoeffizient sich für verschiedene Belastungsstufen ändert, und die Grösse der Dehnung ausserdem noch von der Zeit der Belastung abhängig ist. Ist es schon hierdurch erschwert, aus verschiedenen Versuchen richtige Vergleichswerte gegenüberzustellen, so wird diese Schwierigkeit noch dadurch erhöht, dass in den Versuchsergebnissen teilweise der Koeffizient der Gesamtdehnung und teilweise derjenige der federnden Dehnung angegeben wird, wodurch ein direkter Vergleich ausgeschlossen ist.

Nach Tabelle I (S. 69) zeigen die Lederriemen die gegeringste Zugfestigkeit unter den angeführten Riemensorten; ihnen folgen die Kameelhaarriemen und mit etwas grösserer Festigkeit die Gummiriemen. Während die gewebten Baumwollriemen und die Baumwolltuchriemen ziemlich gleiche Zugfestigkeit besitzen, die durch die gewebten Hanfriemen in einzelnen Fällen nur wenig übertroffen wird, weisen die Hanftuchriemen eine beträchtliche höhere Bruchfestigkeit auf. Der Unterschied zwischen den hier mitgeteilten und den von *Bach* festgestellten Werten (261 —460 kg/qcm) für die Festigkeit der Lederriemen ist ohne weiteres durch die ausserordentlich verschiedene Beschaffenheit des Leders erklärlich und ist wohl auf eine sehr sorgfältige Auswahl der von *Bach* geprüften Haut zurückzuführen. Die übrigen Angaben stimmen mit den Versuchsresultaten der M. d. V. gut überein. Die Bruchfestigkeit geleimter Verbindungsstellen wird mit 200 bis 300 kg/qcm angegeben; die in den M. d. V. mitgeteilten Versuche mit genähten, genieteten und geleimten Verbindungsstellen ergaben folgende Mittelwerte:

	Max.	Min.	Mittel	
geleimt:			220	kg/qcm
genäht:	206	152	178	„
genietet:	226	155	189	„

[3]) Mitteilungen aus den Königl. techn. Versuchsanstalten zu Berlin: „Untersuchungen von Treibriemen auf Elastizität und Festigkeit" vom stellvertr. Vorsteher *M. Rudeloff.*



Tabelle I.

No	Material	Volumen-Gewicht kg/cbm			Bruchbelastung kg/qcm			Elastizitätsmodul = $1/\alpha$ für die übergeschriebenen Belastungen												Quelle
								20 kg/qcm			30 kg/qcm			40 kg/qcm			50 kg/qcm			
		max.	min.	mittel	max	min.	mitt.	max.	min.	mittel	max.	min.	mittel	max.	min	mittel	max.	min.	mittel	
1	**Baum-woll-R.** gewebt	890	745	817	571	296	445	1880	—	—	2500	1580	2040	2900	1930	2400	3180	2200	2690	Mitteilungen der kgl. techn. Versuchsanstalten zu Berlin.
	Tuch	1121	1098	1108	542	362	438	2740	1810	2150	2890	1880	2230	3280	2000	2490	4050	2100	3050	
2	**Hanf-R.** gewebt	815	672	770	647	313	482	—	—	—	4490	2500	2950	4480	2600	3300	4700	2800	3700	
	Tuch	1266	956	1010	1110	710	911	10200	5100	7230	—	5700	7200	10500	6500	8260	10500	8600	9450	
3	**Kamel-haar-R.** gewebt	1168	1108	1128	337	263	300	3450	2050	2980	3600	2030	2970	3700	2030	2990	3820	2100	3040	
	Tuch	1156	1046	1083	421	333	368	—	—	—	3700	2400	2900	3650	2470	2990	3600	2480	3080	
4	**Balata-R.**								40			60			90					
		1101	943	1078	593	455	545	—	3300	—	5950	3500	4480	5350	3900	4410	—	—	—	
												50			80					
								—	—	—	14500	6250	10300	13900	8800	11300	—	—	—	
5	**Leder-R. I.**								30			50			90			120		
		1049	800	923	360	148	260	2135	1050	1350	2285	1250	1580	2440	1600	1910	2610	1830	2070	
6	**Leder-R.**								20			30			40			50		Verschiedene Angaben.
		—	—	—	460	261	—	4152	2292	3265	4488	2528	3542	4813	2747	3766[4]	—	—	—	
	II	—	—	—	321	166	250	—	—	1840	—	—	—	—	—	3460	—	—	—	
	III	—	—	—	—	—	—	—	—	1830	—	—	1870	—	—	1905	—	—	1940	
7	**Gummi-R. I**	1302	1204	1243	406	346	387	—	—	3180	—	—	3000	—	—	3050	—	—	3300	
	II	—	—	—	—	—	—	3800	3420	3610	3810	3470	3640	4070	3720	3895[5]	—	—	—	
	III	—	—	—	320	293	307	4480	4127	4304	4125	3804	3965	4070	3860	3965[6]	—	—	—	

Für Gummiriemen gibt *F. Clouth*, Köln, eine mittlere Zerreissfestigkeit von 55 bis 60 kg für 10 mm Breite und Einlage an, wonach ein Gummiriemen von vier Einlagen eine Festigkeit von 220 bis 240 kg für 10 mm Breite haben würde. Rechnet man die Dicke eines vierfachen Gummiriemens im Durchschnitt zu 7,5 mm, so stellt sich die Bruchfestigkeit auf 293 bis 320 kg/qcm.

Ein Treibriemen arbeitet umso besser, je grösser die elastische und je kleiner andererseits die bleibende Dehnung ist. Es ist also ein Masstab für die Güte eines Riemens in dem Koeffizienten der elastischen Dehnung und ferner in dem Verhältnis desselben zum Koeffizienten der Gesamtdehnung gegeben. Dieses Verhältnis bleibt bei demselben Riemen für die verschiedenen Belastungsstufen ziemlich konstant; hiervon machen die Hanfriemen eine Ausnahme. Das Verhältnis stellt sich für die Leder- und Gummiriemen bei weitem am günstigsten; ihnen folgen unmittelbar die Haarriemen und dann die Baumwollriemen. Dies stimmt ja auch mit den im Betriebe gewonnenen Erfahrungen überein.

Aus den Versuchen geht ferner unzweideutig hervor, dass die Dehnungsstufen für gleiche Laststufen bei zunehmender Belastungsgrösse abnehmen und zwar bei geringeren Belastungen erheblicher als bei grösseren. Innerhalb niederer Spannungsgrenzen scheint für Lederriemen die Zunahme des Elastizitätsmoduls der Spannungszunahme direkt proportional zu sein. Die Dehnungskoeffizienten der Geweberiemen sind im allgemeinen grösser für im ganzen gewebte Riemen als für Tuchriemen. Bei Haar- und Baumwollriemen sind die Unterschiede im allgemeinen gering und zum Teil kaum bemerkbar, während die Koeffizienten der untersuchten gewebten Hanfriemen mehr als doppelt so gross sind als diejenigen der Tuchriemen. Einen teilweise sehr wesentlichen Einfluss auf die Festigkeit und Elastizität der Riemen übt die Imprägnierung aus. Während schwache Imprägnierung die Dehnung der Riemen nur in geringem Masse zu beeinflussen scheint, ist dies umsomehr bei der Imprägnierung mit Balata der Fall, die je nach der Wahl der Balatamasse ausserordentlich verschiedene Riemen ergibt, wie der unregelmässige Verlauf der Dehnungskoeffizienten zeigt. Nicht nur für Riemen verschiedener Herkunft sind diese bei gleichen Belastungsstufen sehr verschieden, sondern auch für den gleichen Riemen verlaufen dieselben für wechselnde Belastungsstufen sehr unregelmässig. Hieraus ergibt sich für die Fabrikation die Notwendigkeit einer äusserst sorgfältigen Auswahl der zu verarbeitenden Balata. Die Koeffizienten der Gummiriemen zeigen eine grosse Gleichmässigkeit und weichen nur verhältnismässig wenig von den Mittelwerten ab, bedeutend weniger als bei allen anderen Riemen. Während die üblichen Gummiriemen von *A. Calmon*, Hamburg, Werte von $\alpha = \frac{1}{3473}$ bis $\frac{1}{4125}$ ergeben, fertigt diese Firma nach ihren Angaben für Betriebe, die besonders hohe Anforderungen an die Elastizität stellen, Riemen mit $\alpha > \frac{1}{3000}$, also Riemen, die den besten Kernlederriemen an Elastizität nahekommen würden.

Wie der Vergleich der unter 1. und 2. angeführten Werte zeigt, steht die durchschnittliche Elastizität der Gummiriemen nur wenig hinter derjenigen der Lederriemen zurück; sie besitzt aber diesen gegenüber den Vorteil der weitaus grösseren Gleichmässigkeit. Unter 3. sind die Ergebnisse einer zweiten Prüfung desselben Riemens nach dreistündiger Pause angegeben.

Die Zahlenwerte der Tabelle I sind in den Schaulinien der Fig. 24 (S. 70) verzeichnet.

Es möge noch kurz der *Einfluss der Verarbeitung auf die Eigenschaften der Treibriemen* betrachtet werden.

Die Festigkeit und Elastizität der Lederriemen ist in hohem Masse von der Art der Gerbung abhängig, jedoch lässt die Verschiedenheit der Rohhäute einen unbedingt gültigen Vergleich der Gerbverfahren sehr schwierig erscheinen, und es ist unzulässig aus Einzelversuchen ohne weiteres verallgemeinernde Schlüsse zu ziehen. Im allgemeinen ergibt wohl die Eichenlohgerbung alter Art das Leder von grösster Festigkeit und Elastizität; jedoch stehen dem einzelne Angaben gegenüber, nach denen chromgegerbtes Leder eine sehr hohe Festigkeit besitzt, z. B. beziffert die *Rheinische Maschinenleder- und Riemenfabrik*, Mühlheim a. Rh., die Bruchbelastung ihrer Chromlederriemen auf 600 kg/qcm. Die der Tabelle zugrunde gelegten Versuche ergaben eine Bruchbelastung von 239 bis 321 kg/qcm für ein Leder einjähriger Eichenlohgerbung und von 159 bis 288 kg/qcm für ein in drei Monaten

[4] *C. Bach*, Z. d. V. d. I. 1902, S. 985.

[5] [6] Gummiriemen von *A. Calmon*, geprüft in der Materialprüfungsanstalt der k. tech. Hochschule zu Stuttgart.

chemisch gegerbtes Leder, über dessen Gerbung aber nähere Angaben fehlen. Das eichenlohgare Leder zeigt einen mittleren Dehnungskoeffizienten von $\frac{1}{1280}$ für eine Belastung von 30 kg und $\frac{1}{1480}$ für eine solche von 50 kg/qcm, während das mineralgare Leder Koeffizienten von $\frac{1}{1000}$ resp. $\frac{1}{1300}$ für die gleichen Belastungsstufen ergibt. Da die betreffenden Riemen gleichen Häuten an gleichen Stellen entnommen sind, so scheinen diese Unterschiede der verschiedenen Gerbung zuzuschreiben zu sein. In

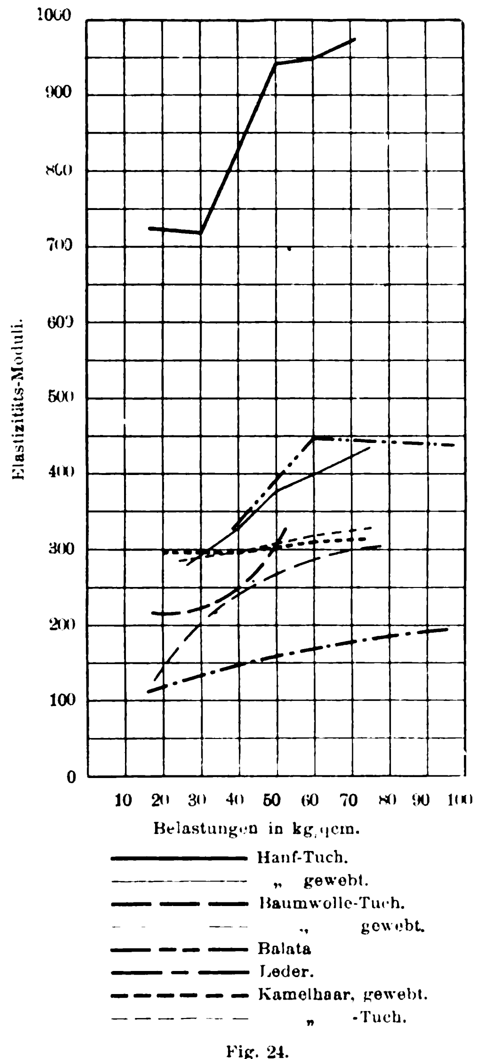


Fig. 24.

den Verbindungsstellen (Ueberlappungen) ist die Elastizität und die Festigkeit für alle Arten der Verbindungen geringer als im vollen Riemen, und zwar sind nur geleimte Verbindungen bei weitem elastischer als genähte und genietete.

Wie in den M. d. V. durch graphische Auftragung der Bruchbelastungen und der entsprechenden Lederdicken gezeigt wird, beeinflusst die Dicke des Leders merklich dessen Festigkeit und zwar derart, dass diese mit zunehmender Dicke abnimmt. *Bach* folgert aus seinen diesbezüglichen Versuchen, dass „bei Riemen ein und derselben Haut von einer Proportionalität zwischen zulässiger Gesamtbelastung und Dicke des Leders nicht die Rede sein kann“, welche Schlussfolgerung *Rudeloff* dahin erweitert, dass „im allgemeinen dünneres Leder bei gleichem Volumgewicht eine grössere Spannung zulässt als dickeres“.

Die Eigenschaften der Baumwollriemen werden natürlich in hohem Grade von der Beschaffenheit der Rohfaser, der Art der Verarbeitung zu Fäden und Geweben und endlich auch von der Sorgfalt der Zusammensetzung der Gewebe zu Riemen abhängig sein. Aus den Versuchsergebnissen für einen doppelten und einen vierfachen Riemen aus gleichem Material, deren Webart aus Fig. 15 und 16 (S. 42) zu ersehen ist, wird der Schluss gezogen, dass bei dem vierfachen Riemen die zur Bindung des Gewebes dienenden Doppelfäden nicht an dessen Bruchfestigkeit teilnehmen. Die Ausnutzung des Materials ist demnach im vierfachen Riemen der angegebenen Gewebeart eine schlechtere als diejenige im doppelten Riemen und auf nur etwa 75 v. H. der letzteren angegeben. — Die Bruchfestigkeit der Baumwolltuchriemen zeigt sehr verschiedene Werte, obwohl die drei untersuchten Riemen gleiche Konstruktion, gleiches Volumgewicht und gleiche Querschnittsabmessungen haben. Diese Unterschiede werden zum Teil auf die verschiedene Festigkeit der Kettenfäden zurückgeführt, die in den Festigkeitseigenschaften der Riemen unmittelbar in Erscheinung tritt, und geben zu der Schlussfolgerung Veranlassung, dass „im allgemeinen bei Baumwollriemen unter sonst gleichen Umständen, d. h. bei gleichem Drall und Gewicht der Fäden, sowie gleichen Abmessungen und gleichem Gewicht der Riemen ihre Festigkeit und die Elastizität mit zunehmender Zahl der Garne in den Kettenfäden wachsen, während die Dehnung abnimmt.“

Aus den Versuchen mit Hanfriemen ergibt sich, dass ein Unterschied der Materialausnutzung bei den geprüften doppelten und vierfachen Riemen nicht vorhanden ist; dagegen war die Ausnutzung bei den breiteren Riemen schlechter als bei den schmalen. Dieser Einfluss der Breite scheint ein gesetzmässiger zu sein. Aus den Versuchen kann der allgemeine Schluss gezogen werden, dass es möglich ist, bei doppelten und vierfachen Hanfriemen eine gleich gute Materialausnutzung zu erzielen, und dass diese mit wachsender Breite abnimmt. Das Mass der Materialausnutzung steht in unmittelbarem Zusammenhang mit der Gleichförmigkeit der Anspannung der einzelnen Kettenfäden. Durch stärkere Anspannung der Bindefäden beim Weben kann eine bessere Ausnutzung des Materials erzielt werden, und zwar nimmt diese mit steigender Anspannung der Bindefäden anfänglich schnell und später nur noch in geringem Masse zu. Die Differenzen in der Festigkeit bei verschiedener Riemenbreite sind zum Teil auf die Unterschiede in den Anspannungen der Bindefäden zurückzuführen. Zur Erzielung einer hohen Riemenfestigkeit dürfte es sich empfehlen, ein an sich wenig dehnbares Material zum Schuss zu verwenden und diesen nicht stark zu spannen. — Die untersuchten Hanftuchriemen zeigen eine mit der Zahl der zum Riemen vereinigten Tuchlagen wachsende Bruchfestigkeit. Die Materialausnutzung kann bei den drei in Betracht kommenden imprägnierten Tuchriemen von verschiedener Dicke als gleichwertig angesehen werden.

Die einer Prüfung unterzogenen Haarriemen waren alle vierfaches Gewebe mit animalischer Kette und vegetabilischem Schuss; in den *Reddaway*-Patenttreibriemen bestanden auch die Bindefäden aus vegetabilischem Material. Ein Einfluss des wechselnden Verhältnisses zwischen Dicke und Breite auf die Materialausnutzung scheint bei den Kameelhaarriemen nicht zu bestehen. Die Festigkeit der Kameelhaartuchriemen ist um etwa 20 bis 25 v. H. grösser als die der gewebten Riemen.

Wie schon verschiedentlich und auch an dieser Stelle erörtert wurde, ist die *Leistungsfähigkeit* nicht durch die Bruchfestigkeit, sondern in der Hauptsache durch die Elastizität eines Treibriemens bedingt. Die durch die Rücksicht auf die Erhaltung der Elastizität gezogenen Belastungsgrenzen liegen durchweg unter der durch die Bruchfestigkeit gegebenen zulässigen Belastung. Da ein mög-

lichst geringes Längen der Riemen im Betriebe bei gleichzeitiger grosser Elastizität erwünscht ist, so erscheinen die Riemenmaterialien am geeignetsten, die eine geringe bleibende aber eine hohe elastische Dehnung zeigen, und es ist danach die Belastung so zu wählen, dass bei eingelaufenem Riemen ein bleibendes Strecken nicht mehr eintritt, jedoch eine hohe Elastizität gewahrt bleibt. Hierdurch ist die zulässige Gesamtbelastung mit Rücksicht auf das Riemenmaterial gegeben. Das Verhältnis der Nutzbelastung zur Gesamtbelastung ist zum grössten Teil von dem Grade der Elastizität abhängig, da die Spannung im gezogenen Trum umso kleiner, also die Ausnutzung des Riemens umso besser wird, je elastischer derselbe ist. Dieser Einfluss der Elastizität auf die Leistungsfähigkeit der Riemen macht sich besonders bei hohen Riemengeschwindigkeiten geltend. — Betrachtet man die Versuchswerte lediglich nach diesem Gesichtspunkt, so scheint der Lederriemen alle anderen zu übertreffen und nur durch den Gummiriemen annähernd erreicht zu werden. Eine gute Elastizität zeigen — wenn auch in geringerem Masse — die Baumwoll- und Haarriemen, während die Hanfriemen und vor allem die Hanftuchriemen eine bedeutend geringere Elastizität besitzen.

Ein grosser Nachteil der Lederriemen ist die sehr grosse Verschiedenheit der Elastizität für Leder verschiedenen Herkommens und auch für die verschiedenen Stellen der Haut. Diese Verschiedenheit erschwert ausserordentlich die Herstellung auch nur annähernd homogener Lederriemen und bedingt im Verein mit dem Einfluss der verschiedenen Gerbverfahren unter allen Umständen einen sehr grossen Unterschied in der Güte der in den Handel gebrachten Riemen.

Die bei dem Leder als Naturprodukt stets unvermeidlichen Ungleichheiten in der Dicke und der sonstigen Beschaffenheit können bei den künstlich hergestellten Erzeugnissen, den imprägnierten und nichtimprägnierten Gewebemriemen, durch die Auswahl des Rohmaterials und die Sorgfalt der Verarbeitung verringert werden. Trotz der verschiedenen Qualität dieser Riemen, welche auf die Verwendung mehr oder weniger guter Baumwoll- oder Hanffasern und auf die Verschiedenheit der Verarbeitung zurückzuführen ist, besitzt doch der Einzelriemen eine bedeutend grössere Gleichmässigkeit der Struktur und der Festigkeitseigenschaften sowie auch der Querschnittsform, als dies im allgemeinen bei Lederriemen der Fall ist. Es sei nur daran erinnert, dass die Dehnungskoeffizienten für *eine* Haut nach den *Bach*schen Versuchen zwischen $\frac{1}{2274}$ und $\frac{1}{6173}$ schwanken. Nur für die Mittelrückenbahn verschwindet dieser Unterschied fast vollständig, so dass also ein nur aus Mittelrückenbahnen gleichartiger bester Häute zusammengesetzter Riemen die Vorzüge einer hohen und überall gleichen Elastizität und voller Gleichmässigkeit der Querschnitte vereinigt.

Ein weiterer Faktor für die Leistungsfähigkeit ist die Grösse des Reibungskoeffizienten zwischen Riemen und Scheibe, da die Nutzbelastung natürlich nur solange gesteigert werden kann, als die Reibung zur Uebertragung derselben auf die Scheibe genügt, und der Riemen bei weiterer Steigerung der Belastung zu gleiten beginnt.

Der Berechnung der Lederriemen wird bei Anlage der Fleischseite auf eiserner Scheibe allgemein ein Koeffizient von $\mu = 0{,}25$ bis 0,28 zugrunde gelegt. Gummiriemen haben einen bedeutend grösseren Reibungskoeffizienten; wie weit derselbe sich im Laufe der Zeit durch Oxydation nnd Glattwerden der äusseren Gummischicht ändert, wird von den Betriebsverhältnissen und auch von der Behandlung der Riemen abhängen. Der günstigste Fall für einen Riemen ist der, in welchem die durch die Reibung gegebene Grenze für die Belastung des Riemens mit der durch die Festigkeitseigenschaften bedingten zusammenfällt. Ein höherer Reibungskoeffizient nützt nicht mehr, sondern wirkt direkt schädlich, da er Arbeitsverluste und eine stärkere Abnutzung bedingt.

Homogenität des Riemenmaterials und ein gleichmässiger Querschnitt sind wichtig für einen ruhigen und stossfreien Betrieb, eine günstige Materialausnutzung und auch für die Haltbarkeit und die Leistungsfähigkeit eines Riemens. Diese Eigenschaften sind ausser den aus besten Kernleder - Mittelrückenbahnen hergestellten Riemen den Geweberiemen und mehr noch den Gummiriemen in höherem Masse eigen als den Durchschnitts-Lederriemen geringerer Qualität.

Es sind also der Grad der Elastizität und die gleichzeitige Festigkeit, die Grösse des Reibungskoeffizienten, die Gleichmässigkeit des Querschnitts und der Struktur für die Leistungsfähigkeit des Riemens entscheidend.

Von bedeutendem Einfluss auf die Arbeitsweise der Riemen sind die Wahl und die Ausführung der Verbindungen. Die Lederriemen ermöglichen allen übrigen Riemen gegenüber durch das Leimen die geschmeidigste Verbindung, die sich am wenigsten vom vollen Riemen unterscheidet. Sie werden in dieser Hinsicht nur durch endlos gewebte Riemen übertroffen, die aus jedem Material und natürlich auch als Gummi- oder Balatariemen hergestellt werden können und sich infolge ihres ruhigen, stossfreien Laufes besonders für höhere Geschwindigkeiten eignen. Allerdings haben diese Riemen den Nachteil, dass sie nicht gekürzt werden können und auch in vielen Fällen nur schwer zu montieren sind.

Neben der Leistungsfähigkeit und dem guten Lauf sind noch die Haltbarkeit und die Kosten der Riemen von Bedeutung für die Beurteilung derselben, und zwar wird der Preis in vielen Fällen — leider zu oft — ausschlaggebend für die Wahl der Riemenart sein.

Die Stärken der einzelnen Riemensorten entsprechen einander etwa nach folgender Tabelle:

Lederriemen	gewöhnlich einfach	stark einfach	leicht doppelt	stark doppelt	dreifach	stark dreifach
Baumwollriemen . .	vierfach	sechsfach	achtfach	zechnfach	—	—
Gummi-, Balatariemen	dreifach	vierfach	fünffach	sechsfach	achtfach	zehnfach
	6 mm	7,5 mm	9 mm	10.5 mm	12 mm	—

Diese Zusammenstellung gilt für normale Verhältnisse und mässige Geschwindigkeiten und soll keineswegs etwa die Gleichwertigkeit der betreffenden Riemen hinsichtlich ihrer Leistungsfähigkeit aussprechen; vielmehr gibt sie nur einen annähernden Vergleich für die Festigkeit der Riemen. Für höhere Geschwindigkeiten ist aber in erster Linie die Elastizität für die Leistungsfähigkeit massgebend. — Die Tabellen II und III (S. 72) enthalten die aus verschiedenen Quellen entnommenen zulässigen Nutzbelastungen für einige Arten von Riemen. In der Tabelle II sind für Leder die Werte von *Otto Gehrkens* angeführt, die ziemlich allgemein Eingang in die Praxis gefunden haben, während den Werten für Gummiriemen Angaben von *A. Calmon* zugrunde gelegt sind. Die zulässigen Belastungen für 1 cm Riemenbreite zeigen in beiden Fällen die bekannte Zunahme für grössere Riemenscheibendurchmesser und höhere Geschwindigkeiten. Andere Angaben, von denen einige in Tab. III zusammengestellt sind, geben nur einen Wert für gleiche Riemen, ohne den Einfluss der Scheibendurchmesser und der Geschwindigkeiten zu berücksichti-

Nutzbelastung für 1 cm Riemenbreite in kg.

Tabelle II.

		Riemenscheibe D = mm	Riemengeschwindigkeit in m/Sek. 3	5	10	15	20	25	30	
Lederriemen	einfach	100	2	2,5	3	3	3,5	3,5		Nach *O. Gehrkens*, Altona.
		200	3	4	5	5,5	6	6,5		
		500	5	7	8	9	10	11		
		1000	6	8,5	10	11	12	13		
		2000	7	10	12	13	14	15		
	dopp.	500	8	9	10	11	12	13		
		1000	10	12	14	16	17	18		
		2000	12	15	20	22	24	25		
Gummiriemen	4fach	500		5,5	7	7,5	8	8,5	9	Nach *A. Calmon*, Hamburg.
		600		7	9	10	10,5	11	11	
		700		8	10,5	11,5	12	12,5	13	
		800		9	12	13	14	14,5	15	
		1000		11	15	16,5	17,5	18	18,5	
		1200		13,5	18	20	21	21,5	22	
	5fach	700		10,5	13,5	15	16	17	17	
		800		13,5	17	19	20	21,5	22	
		1000		15	19,5	21,5	22,5	24	24,5	
		1200		18	22,5	25,5	27	29	29,5	

Tabelle III.

Art des Riemens	Zahl der Lagen 3	4	5	6	7	8	10	
Baumwolle	—	7,5	—	10,5	—	13,5	17,5	*C. Scholtz'* Kalender.
Balata	7,5	9	11,5	13,5	—	—	—	
Gummi	6	9	12	18	—	25	—	*F. Clouth.*
„	—	11	14	18	22	26	—	*A. Calmon.*

gen. Die Werte der Tab. II gelten für günstige Uebertragungsverhältnisse: normalen Scheibenabstand und annähernd wagerechten Lauf. Bei stark geneigten Riemen, kurzer Achsenentfernung und bei Uebersetzungen ins langsame muss die Nutzbelastung den Verhältnissen entsprechend verringert werden; ebenso ist dies bei stark wechselnder Belastung und stossweisem Arbeiten der Fall, z. B. bei Fallhämmern, Sägegattern und anderen mehr. Die Werte der Tab. III dagegen können für günstige Verhältnisse und besonders für höhere Geschwindigkeit bedeutend erhöht werden; für besonders ungünstige Beanspruchung der Riemen müssen auch sie bis auf 50 v. H. herabgesetzt werden.

Die Schaulinien der Fig. 25 und 26, in denen die Leistungen von 10 cm Riemenbreite in Pferdestärken aufgetragen sind, lassen den Einfluss der Scheibendurchmesser und der Geschwindigkeiten nach den Werten der Tab. II erkennen. Während die Kurven der Fig. 25 ziemlich das gleiche Abhängigkeitsgesetz zeigen, weisen diejenigen der Fig. 26 bedeutende Verschiedenheit auf.

Die Verschiedenartigkeit der verwendeten Rohmaterialien, der Konstruktion und der Herstellungsverfahren sowie endlich der Versuchsbedingungen lassen einen allgemein gültigen Vergleich der einzelnen Arten von Treibriemen auf Grund von Einzelversuchen als unzulässig erscheinen. Die angegebenen Festigkeits- und Elastizitätswerte sind einer grossen Zahl von Versuchsergebnissen in der Weise entnommen, dass Gruppen von gleichen Versuchsbedingungen zusammengefasst sind. Nur wo diese vorhanden sind, also z. B. bei den Angaben der M. d. V., ist ein direkter Vergleich möglich.

Ebensowenig kann man bei den ausserordentlich wechselnden Betriebsverhältnissen ein feststehendes Urteil über den Wert eines Riemensystems im Vergleich zu den übrigen aufstellen. Ein Treibriemen, der sich in einem bestimmten Falle einmal nicht bewährt, kann trotzdem unter anderen Verhältnissen vorzüglich arbeiten und ein „guter" Riemen sein.

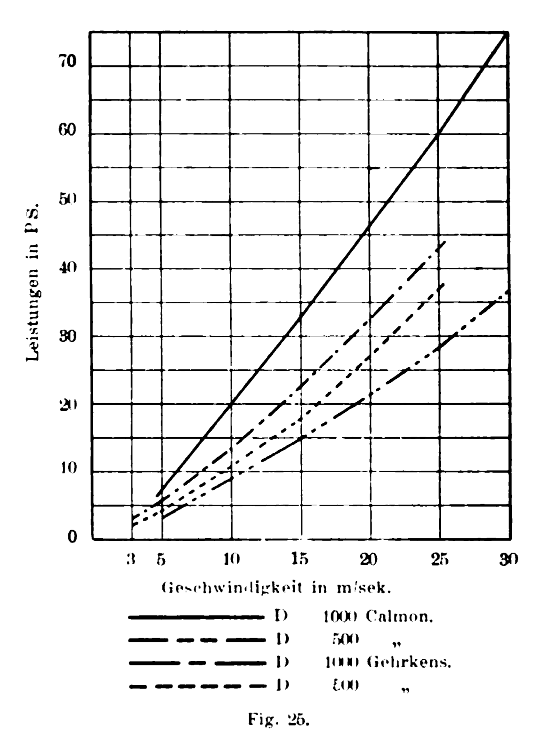


Fig. 25.

Festigkeits- und Elastizitätsproben und die aus ihnen gezogenen Schlussfolgerungen geben die Grundlagen für die generelle Beurteilung der Leistungsfähigkeit und des Wertes der Riemen; die durch die Kenntnis der Versuchs-

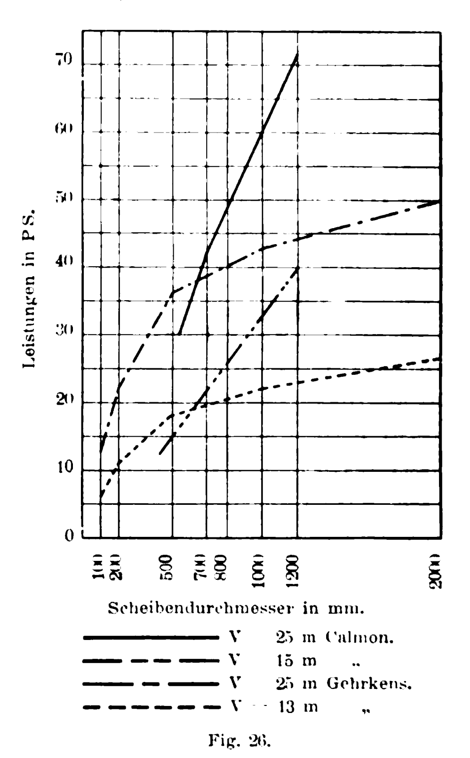


Fig. 26.

ergebnisse unterstützte Beobachtung der praktischen Betriebserfolge muss diese Grundlagen ergänzen und berichtigen und die Verwendungsgebiete der verschiedenen Riemenarten umgrenzen. *F.*

Zur Berechnung von Dampfzylindern.

Von **Stanislaw Brokman**, Wloclawek.

(Schluss von S. 41 d. Bd.)

Grashof sagt in seiner „Berechnung des Dampfverbrauches", dass während der Kompressionsperiode schon kein Wärmeaustausch zwischen Wand und Dampf stattfindet, weil die Wand da schon trocken ist; nimmt man hiernach an, dass vom Zeitpunkt N an die Wand trocken ist, so suche man die mittlere Temperatur des Kolbens t'_m so, dass die wagerecht schraffierten Flächen gleich werden.

Wenn wir nun die Temperatur des Kolbens und Deckels kennen, dann ist es sehr leicht, die Grössen a und b zu finden, d. h. die während einer Umdrehung der Maschine f. d. Einheit Kolben- resp. Deckelfläche kondensierte Dampfmenge und zwar geschieht das, wie folgt:

Zur Zeit τ ist die Temperatur des Dampfes t_1, die Temperatur des Kolbens ist t_m; der Temperaturunterschied also ist $t_1 - t_m = t$; während des Zeitelementes $d\tau$ kondensiert eine Dampfmenge, die proportional ist zu $t\,d\tau$, mithin kondensiert während einer Umdrehung der Maschine eine Dampfmenge, die proportional ist der schraffierten Fläche $K\,L\,P\,Z'\,K$, deren Grösse durch die Ordinate $O\,N$ der Integralkurve J_1 gegeben ist.[6])

Sind die Integralkurven in solch einem Masstabe gezeichnet, dass ihre Ordinaten die Fläche darstellen als Höhe eines Rechteckes von der Basis $R\,V$, so ist $O\,N$ derjenige Temperaturunterschied zwischen Wand und Dampf, welcher konstant während des ganzen Hubes gedacht, die gleiche Dampfmenge kondensiert hätte.

Die Grössen a und b sind hiermit gefunden, und ich gehe nun über zur Ermittlung der analogen Grösse für die Zylinderwand $= c$.

Vor allem ist hierzu erforderlich die Temperatur der Zylinderwand zu ermitteln, welche in Richtung der Zylinderachse veränderlich ist.

Ich suche also nun die Temperatur der Zylinderwand an einer beliebigen Stelle z. B. in $\mathfrak{5}$ (Fig. 2. S. 40 u. 41).

In Fig. 5 und 5a sind die Temperaturen des Dampfes auf beiden Kolbenseiten, als Funktion der Zeit τ gegeben, und zwar ist die Temperaturkurve der einen Kolbenseite dick ausgezogen, die der anderen dick punktiert.

Das Diagramm ist zunächst ohne Kompression angenommen und die Kolbenbreite wird vorläufig vernachlässigt.

Betrachten wir den Zylinder nun an einer beliebigen Stelle $\mathfrak{5}$: der Kolben kommt hierhin zur Zeit τ_5, zur Zeit τ_{12} ist Hubwechsel und nach einer Zeit $\tau_{12}\,\tau_5'$, die gleich ist der Zeit $\tau_5\,\tau_{12}$, kommt der Kolben nach 5 zurück, und $\mathfrak{5}$ wird jetzt zu einem Teile der anderen Kolbenseite, wird also von den Temperaturen der punktierten Temperaturkurve beeinflusst; zur Zeit τ_0'' ist wieder Hubwechsel, und zur Zeit τ_5'' (wobei $\tau_0''\,\tau_5'' = \tau_0'\,\tau_5'$ ist, kommt der Kolben wieder nach $\mathfrak{5}$, und es beginnt der folgende Doppelthub.

Fig. 5a.

Die mittlere Temperatur für $\mathfrak{5} - t_{m_5}$ ist nach dem vorigen so zu finden, dass die Flächen unter t_{m_5} denjenigen über t_{m_5} gleich werden, also dass

$$\underbrace{A\,B\,C + F\,G\,D}_{\text{Wärmemenge, die vom Dampf an die Wand abgegeben wird.}} = \underbrace{C\,D\,E + G\,H\,R}_{\text{Wärmemenge, die von der Wand an den Dampf abgegeben wird.}}$$

Um dieses t_{m_5} für alle Punkte der Zylinderwand zu finden, mache man folgendes:

Man zeichne $C\,V$ symmetrisch zu $C\,V_1$ und die Kurve $M_1\,L\,K\,V_2$ symmetrisch zu $M\,A\,C\,V$, dann ist

die Fläche $C\,D\,E = J\,B\,C$[7])

„ „ $G\,H\,R = K\,B\,J$

„ „ $F\,G\,D = L\,K\,B$

Mithin ist t_{m_5} durch diejenige Gerade bestimmt, welche die gesamte schraffierte Fläche halbiert. Um dieses t_{m_5} für jeden Punkt $\mathfrak{5}$ zu erhalten, bestimme man zuerst für diesen Punkt den gesamten schraffierten Flächeninhalt, danach die Fläche des unteren Teiles, gemessen von der Abszissenachse bis zur beliebigen Geraden $K\,C$; dann ist $K\,C$ (also auch t_{m_5}) so festzulegen, dass der untere Flächeninhalt der Hälfte der gesamten Fläche gleich wird.

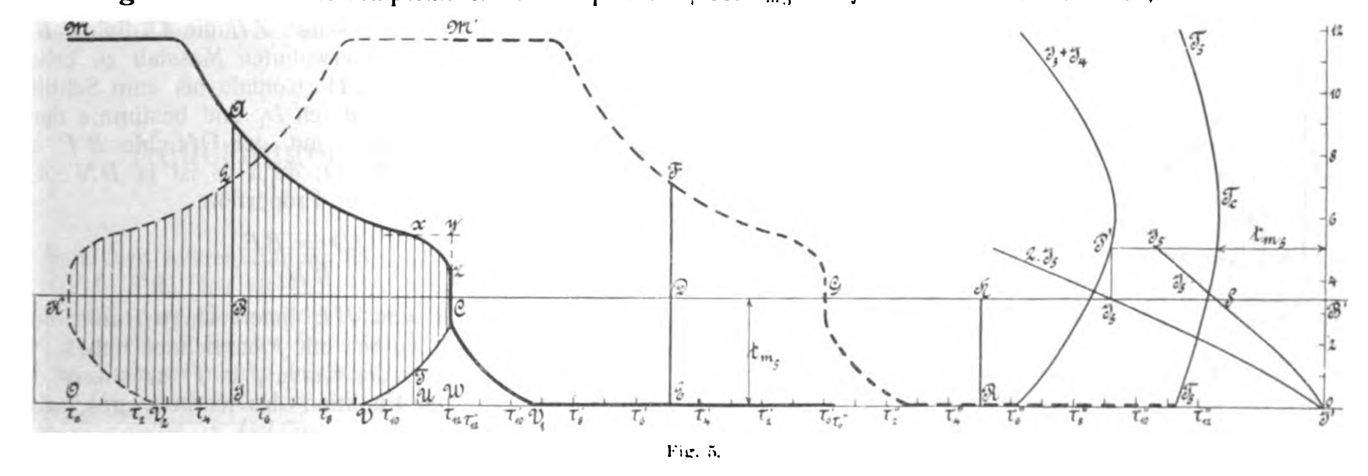


Fig. 5.

[6]) Die kleine Fläche $P\,F_1\,T$ (Fig. 4) müsste eigentlich in Abzug kommen, sie kann jedoch vernachlässigt werden.

[7]) Das kleine Dreieck $x\,y\,z$, welches event. entstehen könnte, besonders bei Auspuffmaschinen, wenn t_{m_5} in der Höhe $x\,y$ zu liegen käme, wird vernachlässigt.

Um den gesamten schraffierten Flächeninhalt für jeden Punkt zu erhalten, zeichne man die Integralkurve J_3 der Temperaturkurve $MACVJO$ und die dazu symmetrische J_4, so dass die Ordinate BN der J_3-Kurve für die beliebige Abszisse CB, den schraffierten Flächeninhalt bedeutet, gemessen vom rechten Totpunkt bis zu-Ordinate JA für die gleiche Abszisse CB.

Ebenso bedeutet die Ordinate BO der symmetrischen Integralkurve J_4 den schraffierten Flächeninhalt links.

Man addiere nun in jedem Punkte $BN + BO$ um BP den gesamten schraffierten Flächeninhalt für den beliebigen Punkt 5 zu erhalten.

Darauf zeichne man die Integralkurve J_5 so, dass für eine beliebige Abszisse JB' die Ordinate $B'S$ der J_5-Kurve den schraffierten Flächeninhalt darstellt, gemessen von der Zeitachse bis zur Ordinate KC für die gleiche Abszisse JB'.

t_{m5} ist die Abszisse desjenigen Punktes der J_5-Kurve, für welchen die Ordinate der Hälfte von BP gleich ist. Man hat also jetzt zur Bestimmung des jeweiligen t_{m5} die Ordinaten der J_3- und J_4-Kurve zu halbieren, oder auch die Ordinaten der J_5-Kurve zu verdoppeln und dann immer die gleichen Ordinaten aufzusuchen;[8] wir drehen also die J_3- und J_4-Kurve um 90° und verschieben sie so, dass beide Kurven (J_3, J_5 und $2J_5$) über derselben Abszissenachse zu liegen kommen. Um nun t_{m5} zu finden, ziehe man durch P' eine Parallele zur Abszissenachse, welche die verdoppelte J_5-Kurve in T_5 schneidet; die Abszisse t_{m5} des Punktes T_5 ist die mittlere Temperatur der Zylinderwand an der Stelle 5. In gleicher Weise erhalte ich sämtliche Punkte der Kurve T_c, welche ich nun in Fig. 2 (S. 40) eintrage.[9])

In Fig. 6 gibt die Kurve $MEDS$ die Temperatur

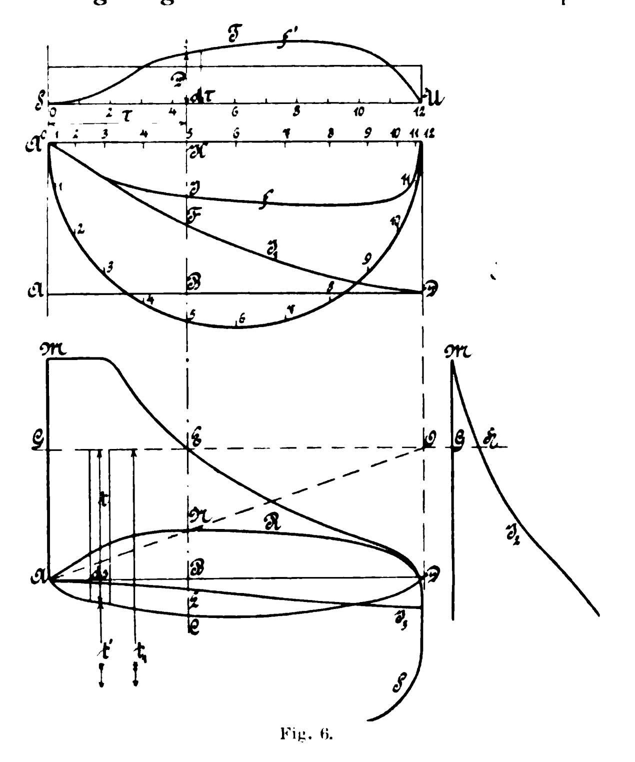


Fig. 6.

des Dampfes als Funktion der Kolbenstellung an; die Kurve DCA gibt in jedem Punkte die Temperatur der Zylinderwand. Beide Kurven sind aus Fig. 2 übertragen.

Befindet sich nun der Kolben in einer beliebigen Stellung z. B. in B, dann hat der Dampf die Temperatur t_1, ein beliebiges Zylinderelement ds hat die Temperatur t', mithin ist die an ds während der Zeiteinheit kondensierte Dampfmenge proportional dem Rechteck tds $(t - t_1 - t')$, und die bei der Stellung B des Kolbens a. d. Zeiteinheit kondensierte Dampfmenge ist der Fläche $GECAG$ proportional.

Um nun die Fläche $GECAG$ für jede Kolbenstellung zu erhalten, kann man zweierlei Verfahren anwenden.

1. Man zeichne die Integralkurven J_1 und J_2 so, dass bei der J_1-Kurve für eine beliebige Abszisse DB, die Ordinate BF den Flächeninhalt $EDCE$ gibt und bei der J_2-Kurve für eine beliebige Abszisse MG die Ordinate GH den Flächeninhalt $EGME$ gibt; dann bilde man die Kurve f so, dass für jeden Punkt E der Kurve MED die Ordinate der f-Kurve $BJ = BF + GH$ wird, und es ergibt

$$KJ = BK - BF - FJ$$

den gesuchten Flächeninhalt $GECAG$; denn es ist $BK =$ dem gesamten Flächeninhalt $MDCAM$; $BF =$ der Fläche $CDEC$ und $FJ = GH =$ der Fläche $MGEM$; wenn wir nun den Masstab der Integration noch so gewählt haben, dass KJ die Höhe des Rechteckes gleichen Inhalts mit $AGECA$ auf der Grundlinie AD ist, so ergibt KJ zugleich denjenigen Temperaturunterschied zwischen Dampf und Wand, welcher konstant längs der Zylinderwand gedacht, die gleiche Dampfmenge f. d. Zeiteinheit auf der ganzen Zylinderwand kondensiert hätte, welche in Wirklichkeit bei der Stellung B des Kolbens nur auf dem Zylinderteile AB kondensiert wird.

2. Noch einfacher kann man den Flächeninhalt $AGECA$ in folgender Weise finden:

Man zerlege diese Fläche in die Fläche $ABCA$ und in das Rechteck $ABEGA$ und zeichne nun die Integralkurve J_3 so, dass für eine beliebige Abszisse AB die Ordinate BL der J_3-Kurve den Flächeninhalt $ABCA$ darstellt (in gleichem Masstab wie die Integralkurven J_1 und J_2); dann zeichne man die Kurve R, welche für jeden Punkt E der Kurve MED die Fläche des Rechteckes $ABEG$ gibt; um für die Abszisse AB die Ordinate BN der Kurve R in im vorher erwähnten Masstab zu erhalten, ziehe man durch E die Horizontale bis zum Schnittpunkt O mit der Vertikalen durch D_1 und bestimme dann den Punkt N der R-Kurve auf der Ordinate BE als Schnittpunkt derselben mit AO; denn es ist ja $BN \cdot AD = BE \cdot AB$ entsprechend der Proportion

$$\frac{AD}{AB} = \frac{OD = BE}{BN}.$$

Die Summe BN und BL liefert einen Punkt derselben Kurve, die ich vorher mit f bezeichnet habe.

Nun übertrage man die Kurve f in f^1 so, dass die Ordinate JK sich als Funktion des Kurbelweges, also auch der Zeit, darstellt.

Die Ordinate D der f^1-Kurve gibt diejenige Dampfmenge, welche zur Zeit τ auf der ganzen Zylinderfläche während der Zeiteinheit kondensiert. Während des Zeitelements $d\tau$ kondensiert die Dampfmenge $D \cdot d\tau$, während des ganzen Hubes also kondensiert eine Dampfmenge, welche proportional der Fläche $STUS$ ist, und wenn wir diese Fläche in ein Rechteck gleichen Inhalts auf der Grundlinie $0 - 12$ verwandeln, so ist die Höhe dieses Rechteckes diejenige Dampfmenge, welche während eines Hubes an der Zylinderwand kondensiert; sie würde also analog den früheren Bezeichnungen c zu nennen sein.

c ist zugleich derjenige Temperaturunterschied zwi-

[8]) Am einfachsten wäre es jedoch, von vornherein die J_5-Kurve im doppelten Masstab aufzutragen.

[9]) Wenn der Zylinder geheizt wird, ist die Kurve T_c um einen Betrag heraufzuschieben, welcher der Temperaturerhöhung durch Heizung entspricht.
Es wird zwar die Temperaturkurve des geheizten Zylinders etwas flacher verlaufen, weil die kälteren Stellen stärker als die wärmeren erwärmt werden, entsprechend dem grösseren Temperaturgefälle an den kälteren Stellen, doch kann dies hier vernachlässigt werden.

schen Dampf und Wand, welcher an der Zylinderwand die gleiche Dampfmenge kondensiert hätte, wenn die Kondensation während des ganzen Hubes auf der ganzen Zylinderfläche gleichmässig vor sich gegangen wäre.

Bei der Ermittlung der Temperaturen der Zylinderfläche wurde die Kolbenbreite vernachlässigt. Der hierdurch entstehende Fehler könnte bei manchen Konstruktionen recht beträchtlich werden, ist aber leicht in ausreichender Weise auszugleichen, wenn wir die Temperaturkurven der beiden Kolbenseiten (Fig. 5) um eine Strecke von einander verschieben, welche gleich ist der mittleren Zeit, die der Kolben braucht, um eine Strecke gleich der Kolbenbreite zu durchlaufen, d. h. wenn diese z. B. $\frac{1}{n}$ des Hubes beträgt, so soll M^1 (Fig. 5) nach rechts um eine Strecke verschoben werden, die gleich $\frac{\tau_0 \tau_{12}}{n}$ ist.

Ferner wurde die Kompression vernachlässigt; soll auch diese berücksichtigt werden, so bleibt die vorige Konstruktion ohne weiteres richtig für diejenigen Punkte der Zylinderwand, welche nie mit dem komprimierten Dampfe in Berührung kommen, also für die Punkte der Strecke CD (Fig. 7).

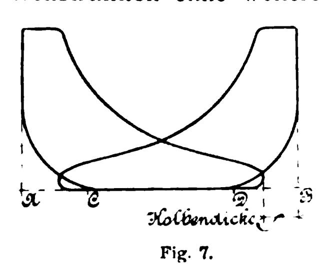


Fig. 7.

Für die Punkte von A bis C und B bis D müssten die Temperaturen besonders gefunden werden, was um so einfacher wird, als diese Punkte zum grössten Teil bloss einer Kolbenseite angehören, wie aus Fig. 7 ersichtlich ist.

Für die Punkte von V bis W (Fig. 4) ist noch nach unserer Zeichnung eine kleine Vernachlässigung gemacht, die wohl kaum erwähnenswert ist. Es ist nämlich für einen Punkt U zwischen V und W die Hälfte des Dreieckes VUT vernachlässigt.

Die graphische Bestimmung der Grössen a, b, c hat ausser der Addition und Subtraktion bloss noch die Kenntnis der graphischen Integration vorausgesetzt, deshalb möchte ich hier noch eine Integrationsmethode angeben, welche für derartige technische Zwecke einfacher als die mir aus der Literatur bekannten, ist.

Sie besteht in folgendem:

Wenn in Fig. 8 für die Abszisse AM die Ordinate MO^1 der Integralkurve J den Flächeninhalt $ADOM$ darstellen soll, so wird zunächst der Masstab am zweckmässigsten so festgelegt, dass man die Fläche als Höhe eines Rechteckes auf einer bestimmten Basis (in der Zeichnung ST) darstellt; man teile dann die Abszisse AB in n gleiche Teile und zeichne in den Teilpunkten die Ordinate, wodurch die Fläche $ABCD$ in n trapezförmige Flächenstücke zerlegt wird; wenn ST die den Masstab bedingende Basis ist, so ziehe man die Gerade AT und projiziere die Mitten der Kurvenstücke auf die Gerade AM; der Abschnitt xy (6) stellt die Fläche des Trapezes $LMNO$ dar, denn es ist

Fig. 8.

$$xy \,.\, TS = PR \,.\, LM$$

entsprechend der Proportion

$$\frac{xy}{UT = LM} = \frac{AX = PR}{TS}.$$

Mithin erhält man eine beliebige Ordinate der Integralkutve (z. B. die sechste), indem man zur vorherigen (also zur fünften) den Abschnitt xy (6) addiert. Sucht man die mittlere Ordinate, so ist $ST = AB$ zu machen, und es sind sämtliche Abschnitte $1 + 2 + 3 \ldots\ldots$ zu summieren.

Neuerungen auf dem Gebiete der drahtlosen Telegraphie.

Von Ingenieur **Adolf Prasch**, Wien.

Seit dem letzten Bericht über diesen Gegenstand (D. p. J. 1903, **318**, Heft 18—27) sind eine Reihe von Neuerungen auf dem Gebiete der drahtlosen Telegraphie bekannt geworden, die der Vollständigkeit wegen nachstehend im Zusammenhang besprochen sein mögen.

1. *Die Einrichtungen der Marconi-Station für die Ozeantelegraphie in Poldhu.* In Fig. 1 ist die schematische Anordnung der Apparate und des Stromlaufes der Ladeeinrichtung dargestellt. Die durch eine 100 PS starke Dampfmaschine angetriebene Wechselstromdynamo W von 50 KW Leistung bei 2000 Volt Spannung, wirkt auf den Transformator T, welcher die Spannung in der Sekundären s auf 20000 Volt hinauftransportiert. In den Stromkreis der Sekundären dieses Transformators ist ein Kondensator K, die Primärwicklung p_1 eines Teslatransformators T_1 in Serie und eine Funkenstrecke f in Abzweigung geschaltet. An diesen Schwingungskreis schliesst sich, durch die Sekundäre s_1 von T_1 verbunden, ein zweiter Schwingungskreis an, welcher genau in der gleichen Weise angeordnet ist und von welchem die Schwingungen mittels des Transformators T_2 auf den Luftleiter A übertragen werden.

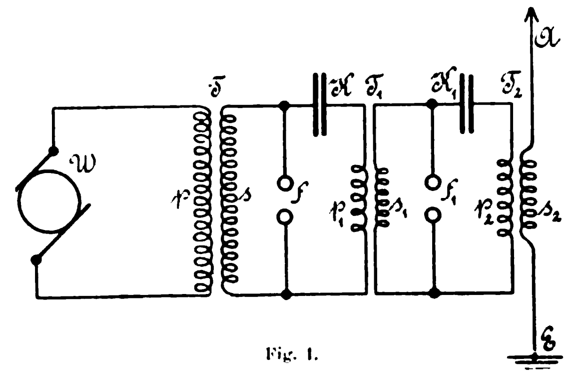


Fig. 1.

Die Kondensatoren K und K_1 sind an Grösse gleich und setzen sich aus einer Anzahl nebeneinander geschalteter Kondensatoren zusammen. Jeder dieser Kon-

densatoren besteht aus zwanzig Glasscheiben, die auf beiden Seiten mit Zinnfolie von 30 qcm belegt sind. Diese Scheiben werden in einen mit gekochtem Leinöl angefüllten Trog in geeignetem Abstande parallel eingesetzt und die Belege entsprechend miteinander verbunden. Jeder der beiden Kondensatoren K und K_1 ist aus achtzehn bis zwanzig solcher Einzelkondensatoren zusammengesetzt und hat eine Kapazität von annähernd ein Mikrofarad.

Besondere Sorgfalt wurde der Isolierung der Sekundärwicklung des Wechselstromtransformators gewidmet. Die Wicklung selbst besteht aus einer Reihe von flachen „Kringeln", die auf die Primärwicklung aufgewunden sind. Zur Herstellung dieser Kringeln wird ein gut isolierter Leiter von entsprechender Länge durch eine in der Mitte durchbohrte Ebonitscheibe geführt und zu beiden Seiten der Scheibe in Kringelform oder in Form einer flachen Spirale so aufgewunden, dass die Windungen auf beiden Seiten in entgegengesetztem Sinne gehen. Die einzelnen Kringel werden sodann hintereinander verbunden und wird hierdurch eine gut isolierte Sekundärwicklung von geringem Widerstande erhalten, die einen Kondensator von grosser Kapazität in kurzer Zeit zu laden vermag.

Die Teslatransformatoren bestehen aus viereckigen Holz- oder Ebonitrahmen von 60—80 cm Seitenlänge, um welche die Primärwicklung gelegt ist, die aus nur einer Windung von etwa zehn gut isolierten Kabeladern in Parallelverbindung besteht. Ueber diese Wicklung wird die aus acht bis zehn Windungen der gleichen Kabelsorte bestehende Sekundärwicklung gelegt und dann der ganze Transformator in einen mit Leinöl gefüllten Trog eingesetzt.

Zur Entsendnng der Zeichen bedarf es bei dieser Hochspannungseinrichtung besonderer Vorkehrungen. Namentlich ist es zum Zwecke der Ladung des Kondensators K und um die Entstehung von Schwingungen in dem zusammengehörigen Kreise zu ermöglichen, notwendig, die Bildung eines ununterbrochenen Lichtbogens an der Funkenstrecke f zu verhüten. Dies wird durch die in Fig. 2 dargestellte Anordnung erreicht. Die zwei in

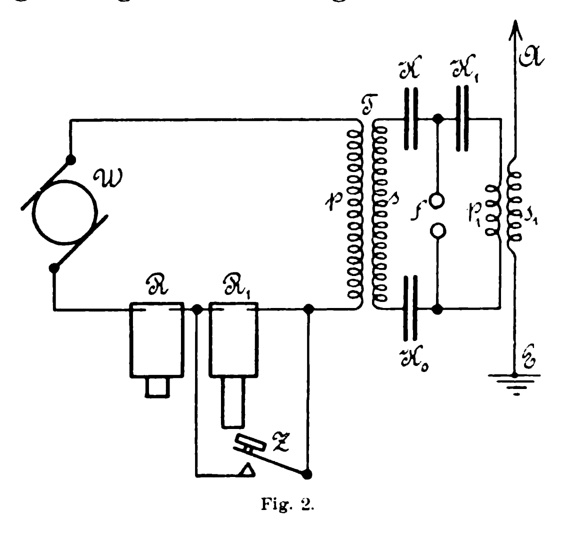


Fig. 2.

den Stromkreis der Wechselstrommaschine W eingeschalteten Reaktionsspulen R und R_1 haben eine solche Impedanz, dass schon eine dieser Spulen allein genügt, um den Strom dann zu unterdrücken, wenn deren Kern ganz in die Spule eingeschoben ist. Um nun den Stromkreis so einzustellen, dass keine Lichtbogenbildung stattfinden kann, wird der Kern der einen Reaktionsspule ganz herausgezogen, der Kern der anderen Spule jedoch so lange eingeschoben, bis der Lichtbogen bei f verschwindet, ohne dass jedoch die Ladungen und Entladungen des Kondensators aufhören, was an den dauernden regelmässigen Uebersprüngen der Funken zu erkennen ist. Die beiden Reaktionsspulen sind aus einer Serie von aneinander gereihten flachen Scheiben zusammengesetzt, die durch *Mica*-Blätter isoliert sind. Jede Spule hat im ganzen 2000 Windungen gut isolierten Drahtes und ruht auf einer Eisenplatte $p\,p$ (Fig. 3). Die Kerne dieser Spulen bestehen aus Blättern von Eisenblech und haben die in Fig. 3 dargestellte **E**-Form, wobei jedoch nur der mittlere Kern in die Spule taucht. Die Abmessungen der Spulen haben 45 cm Höhe und 15 cm innere Weite. Die Kerne sind gleichfalls 45 cm hoch und haben einen quadratischen Querschnitt von 10 cm Seitenlänge. Der

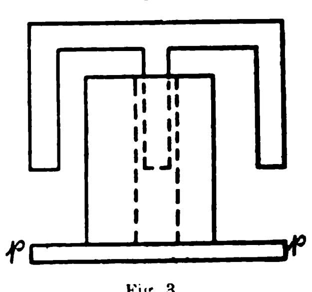


Fig. 3.

Zweck der Eisenplatte $p\,p$ ist den magnetischen Kreislauf zu schliessen, wenn der Kern ganz eingeschoben ist, und hierdurch die Reaktanz der ganzen Spule zu vergrössern.

Diese Anordnung der Spulen hat sich aber in der Praxis als nicht vollkommen ausreichend erwiesen und wurde daher unter Beibehaltung der Reaktionsspulen, der Hochspannungsstrom der Sekundären des Transformators T durch Kondensatoren K_0 K (Fig. 2) unterbrochen. Diese Sicherheitskondensatoren verhindern vollständig die Bildung eines Lichtbogens zwischen den Funkenkugeln, beeinflussen aber bei entsprechender Regulierung die Ladung und Entladung des Kondensators K_1 in keiner Weise. Die beiden Kondensatoren K_0 K haben die doppelte Kapazität des Kondensators K_1. Zum Zwecke der Zeichengebung ist eine Taste Z (Fig. 2) vorgesehen, mittels welcher die Reaktionsspule R_1 kurz geschlossen werden kann. Ist die Taste Z offen, so wird durch R_1, in welche der Kern ganz hineingeschoben ist, der primäre Erregerstrom ganz unterdrückt, sobald die Taste jedoch niedergedrückt ist, geht der gesamte Strom durch die Erregerspule des unwirksam gewesenen Transformators. Die Reaktionsspule R dient zur Regulierung des Erregerstromes, je nachdem der Kern mehr oder weniger hineingeschoben wird.

Bei den zur Anwendung gelangenden Stromstärken musste die Taste so eingerichtet werden, dass schädliche Erwärmungen möglichst vermieden wurden. Hierzu ist die Taste mit Ausnahme des Knopfes ganz in Vaselinöl getaucht und so eingerichtet, dass der Strom an zehn bis zwölf Punkten gleichzeitig unterbrochen wird.

Bezüglich der Empfangseinrichtungen ist nichts besonderes zu bemerken, da sie im wesentlichen den bekannten Einrichtungen mit der Ausnahme entsprechen, dass an Stelle eines Fritters vielfach der bereits beschriebene elektromagnetische Wellenempfänger von *Marconi* zur Anwendung gelangte.[1]) Bemerkenswert ist hingegen die Anordnung der Luftdrähte, um deren ausstrahlende Kraft zu erhöhen. Dies liess sich nur durch Verwendung einer grösseren Zahl von Drähten erreichen, deren Anordnung aus Fig. 4 zu entnehmen ist. Fig. 5 zeigt einen

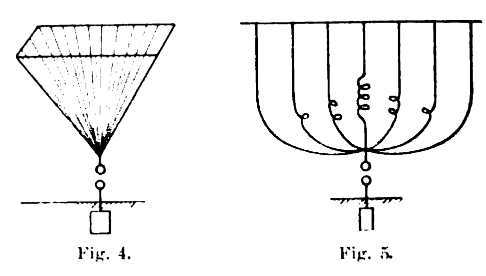


Fig. 4. Fig. 5.

äquiperiodischen Radiator oder Wellenstrahler von *Fleming*, bei welchem sämtliche Drähte die gleiche Kapazität und Selbstinduktion haben, so dass sie gleichmässig auf die

[1]) D. p. J. 1903, **318**, S. 364.

Bildung der elektrischen Wellen einwirken. Da dieser Radiator gleichfalls für genannte Versuche verwendet wurde, so ist dessen Vorführung an dieser Stelle berechtigt.

Neue Arbeiten von Fessenden.[2]) *Fessenden* benützte bei seinen Untersuchungen von ihm selbst erfundene Hilfsmittel, um die Intensität der Wirkung an der Empfangsstelle quantitativ zu messen, und ebenso um die Stärke der Schwingungen in der Sendestelle genau zu bestimmen. Mit diesen Apparaten wurde eine grosse Anzahl von Messungen durchgeführt, um die Energie festzustellen, welche zur Betätigung eines Fritters erforderlich ist. Hierbei wurde festgelegt, dass ein bis vier Erg notwendig waren, um eine Anzeige mittels der empfindlichsten Form eines Fritters zu erhalten. Da nun ein Telephon schon eine Anzeige bei einem Aufwande von 0,000001 Erg gibt, wurde hiermit in unzweifelhafter Weise die allgemeine Ansicht von der wunderbaren Empfindlichkeit des Fritters widerlegt.

Dies führte auch zu weiteren Versuchen, die Empfindlichkeit der Wellenanzeiger zu erhöhen und ist es *Fessenden* tatsächlich gelungen, ein solches Instrument zu schaffen, welches auf einen Bruchteil von 1 v. H. jener Energie anspricht, die einen Fritter zur Anregung bringt.

Die Länge der Wellen und ihrer Harmonischen wurden nun in der Weise gemessen, dass in dem Luftdraht einer Empfangsstelle ein quantitativer Empfänger, d. i. ein solcher, der nicht auf Spannung, sondern auf Intensität anspricht, eingeschaltet wurde. Die Sendestelle wurde ungefähr 1,5 km entfernt an einem Orte aufgestellt, an welchem sich die Kapazität des Schwingungssystems gegen die Erde genau bestimmen liess. Durch Aenderung der Induktanz des Sendesystems und graphische Darstellung der Intensität der in der Empfangsstelle erhaltenen Anzeigen, wurden nun die verschiedenen Resonanzpunkte und die Wellenlänge des senkrechten Leiters bestimmt.

Um den Weg, welchen die Wellen nehmen, graphisch aufzuzeichnen, wurden drei verschiedene Apparate verwendet und zwar in erster Reihe ein senkrechter Leiter in Verbindung mit einem quantitativen Empfänger. Diese Einrichtung in seitlicher Richtung bewegt, liess eine Koordinate feststellen. Der zweite Apparat bestand aus einem Bündel feiner Eisendrähte, um welche einige Windungen isolierten Drahtes gelegt waren, in deren Kreis gleichfalls ein quantitativer Empfänger geschaltet war. Diese Einrichtung in senkrechter Richtung bewegt, liess die zweite Koordinate bestimmen. Versenkt man diesen Empfänger in die Erde oder in Wasser, so kann man auch die Tiefe, bis zu welcher die Wellen in diese Medien eindringen, genau ermitteln. Das dritte Instrument besteht aus zwei grossen Kupferdreiecken, die mit den Scheiteln einander gegenübergestellt sind, und zwischen welchen der quantitative Empfänger geschaltet wurde. Diese beiden Dreiecke sind mit ihrer Basis geerdet. Diese Einrichtung ermöglicht die An- und Abwesenheit von Strömen in der Oberfläche der Erde oder des Wassers zu beobachten.

Um den Weg, welchen die Wellen nehmen, zu ermitteln, wurde die Sendestation in einem Boote an einem Ende einer Insel untergebracht und die Empfangsstation am anderen Ende dieser Insel auf einem etwa 30 m in das Wasser hineinragenden Kai errichtet. Hierbei zeigte sich, dass die Wellen längs der Oberfläche des Wassers weiter wanderten, bis sie das Ufer der Insel erreichten. Die Intensität der Wellen nahm im Quadrat der Entfernung ab, während ihre Höhe im einfachen Verhältnis zur Entfernung zunahm. Hierbei wurde weder im Wasser noch in der Erde ein Strom in der Richtung der Wellenfortpflanzung hervorgerufen. Sobald die Wellen das Ufer erreichten, begannen sie längs des ungefähr 16 m hohen Hügels hinauf zu klettern. An dem Punkte, wo die Richtung der Wellen wechselte, wurden Ströme in der Erde wahrnehmbar. Auf der Mitte des Hügels verschwanden diese Ströme, erschienen aber sofort wieder, wenn die Spitze des Hügels erreicht wurde, um neuerdings zu verschwinden, sobald die Wellen längs der wagerechten Erdoberfläche weiter wanderten. Es ist hiermit nachgewiesen, dass die längs der Erdoberfläche sich bewegenden Wellen nur an jenen Punkten Ströme in der Erde hervorrufen, an welchen sie durch die Formation des Bodens gezwungen werden, ihre Richtung zu wechseln. Die Richtung des Wellenverlaufes wurde nun, mit gleichem Erfolge, längs des Verlaufes über die Insel bis zu der am anderen Ende der Insel auf dem bereits erwähnten Kai liegenden Empfangsstelle verfolgt. Die Höhe der Wellen konnte nicht während des ganzen Verlaufes gemessen werden, weil zu diesem Zwecke hoch in die Luft reichende Einrichtungen notwendig gewesen wären, deren Beschaffung unmöglich war. Alle anderen Messungen wurden jedoch mit grosser Genauigkeit durchgeführt.

Durch diese Untersuchungen im Verein mit den Messungen der Wellenlänge wurde die seinerzeit von *Fessenden* in den „Transaction of the American Institute of Electrical Engineers vom Jahre 1899" gegebene Theorie als vollständig richtig festgestellt, und in gleicher Weise die Frage gelöst, ob die Wellen von Erdströmen begleitet werden.

Auf Grund der so gewonnenen Werte entwarf *Fessenden* ein vollkommen neues System der drahtlosen Telegraphie, dessen charakteristischen Eigenschaften bereits in D. p. J. 1903, **318**, S. 326, besprochen sind.

Aus den Versuchen mit dem daselbst beschriebenen Wellenanzeiger geht hervor, dass er nicht nur bedeutend empfindlicher wie ein Fritter ist, sondern auch eine scharfe Abstimmung ermöglicht. So wurde mit einem derartigen Wellenanzeiger eine Erhöhung des Resonanzeffektes um 400 v. H. gegenüber den besten mit Frittern erzielten Ergebnissen erreicht. Durch die Anwendung dieses Wellenanzeigers wird aber auch die gesamte aufgenommene Energie zur Hervorbringung der Anzeigen nutzbar verwertet. In dieser Beziehung unterscheidet sich dieser Wellenanzeiger grundsätzlich von allen anderen Empfängern, bei denen die Anzeige zwar proportional, aber nicht gleich der höchsten Intensität ist.

Die Wellenanzeiger hat nun inzwischen eine ganz neue, wesentlich verbesserte Form erhalten, in der *Fessenden* ihn mit „Barretter" benannt hat, was etwa mit Wechsler oder Umsetzer verdeutscht werden kann. Dieser Name wurde von der Eigenschaft dieses Empfängers abgeleitet, eine gegebene Menge von Hochfrequenzenergie in Gleichstromenergie, welche letztere Form sich als wirksamer erweist, umzuwandeln.

Bei diesem neuen Empfänger, von dem verschiedene Formen nahezu alle mit gleich guter Wirkung verwendet wurden, ist eine sehr dünne Flüssigkeitssäule an Stelle des ursprünglich verwendeten äusserst feinen Platindrahtes verwertet. Bei einer Form wird ein Diaphragma mit einer äusserst feinen Oeffnung in eine Flüssigkeit so eingesenkt, dass die beiden Elektroden in unmittelbarer Nähe der Oeffnung sich befinden. Bei einer anderen Form wird ein sehr dünner Draht in die Flüssigkeit so eingesenkt, dass er in geringem Abstand von der zweiten Elektrode sich befindet. Die erstere Form ist in Fig. 6 dargestellt. Dieser Flüssigkeitswellenanzeiger weist gegenüber dem Wellenanzeiger mit feinem Platindraht eine Reihe von Vorteilen auf, deren wichtigster der ist, dass er niemals ausbrennen kann, in dem die Flüssigkeit in Fällen sehr kräftiger Entladungen verdampft. Aus diesem Grunde braucht derselbe gegen atmosphärische Einwirkungen nicht geschützt oder in eine metallische Schutzhülle eingeschlos-

[2]) D. p. J. 1903, **318**, S. 326.

sen zu werden. Der zweite Vorteil ist die grosse Empfindlichkeit dieses Wellenanzeigers, welche annähernd 30 mal grösser ist als die des Platindrahtanzeigers von *Fessenden* und des Fritters von *Solari*. Dies ist durch den Unterschied des Temperaturkoeffizienten von Flüssigkeit gegenüber dem von Metallen bedingt. Mit demselben Energieaufwande, welcher in dem Platindraht eine Widerstandsänderung von ungefähr 1 v. H. hervorruft, wird in dem Widerstande der Flüssigkeit eine solche bis zu 12 v. H. auftreten. Die Einwirkung der Wellen vermindert hierbei den Widerstand des Barretters, da der Temperaturkoeffizient von Flüssigkeiten im allgemeinen negativ ist. Diese grosse Widerstandsänderungen ermöglichen es auch, ein minder empfindliches Empfangsinstrument als ein Telephon, wie z. B. einen Syphonrekorder zu verwenden und so auch eine schriftliche Wiedergabe der einlangenden Zeichen zu erreichen.

Durch die Anwendung eines auf Intensität ansprechenden Wellenanzeigers lässt sich auch eine viel schär-

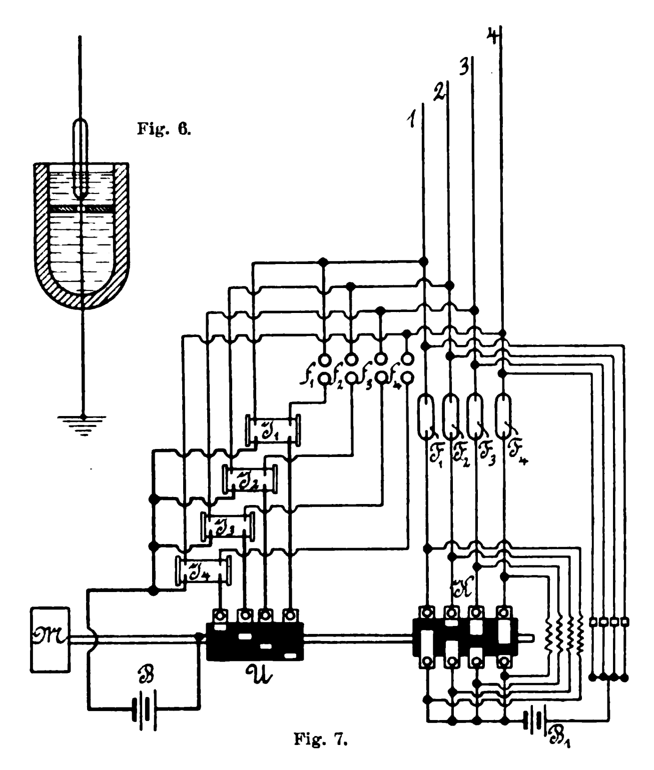


Fig. 6.

Fig. 7.

fere Abstimmung der Empfangsstation auf die einlangenden Wellen durchführen als bei Benutzung eines Fritters. Eine eingehende Untersuchung eines Empfangsstromkreises mit einer Kapazität von 0,000279 Mikrofarad und einer Selbstinduktion von 0,039 Millihewey, in welchem ein Barretter als Wellenanzeiger eingestellt war, ergab, dass sich die durch Resonanz zu erzielende Wirkung um nahezu das Hundertfache gegenüber jener erhöhte, bei welcher der Empfangskreis ausser Abstimmung war. Einer der wichtigsten Eigenschaften dieses Wellenanzeigers ist, dass er stets unterhalb des kritischen Widerstandes zur Wirkung gelangt, wogegen bei Frittern und ähnlichen Einrichtungen die Wirkung erst oberhalb des kritischen Widerstandes eintritt.

Eine weitere wichtige Neuerung bezieht sich auf eine Methode, die erzeugten elektromagnetischen Wellen in periodische Gruppen zu spalten und sie unabhängig von der Entladungsfrequenz zu machen. Auf diese Weise wird eine doppelte Auswahl ermöglicht, indem der Empfangskreis nicht nur auf die Wellen, sondern auch auf die Gruppenfrequenz abgestimmt werden kann. Hierdurch wird die Gefahr der Einwirkung anderer Wellen bedeutend herabgedrückt, da eine solche eben nur dann stattfinden kann, wenn die Wellenfrequenz und die Gruppenfrequenz der störenden Wellen mit den gleichen Frequenzen der eigentlichen Vermittlungswellen übereinstimmt. Dieser Fall kann aber nur in den seltensten Fällen zufällig eintreten, da durch diese doppelte Abstimmung, die Zahl der Kombinationen, welche bei der einfachen Abstimmung auf die Wellenfrequenz nur eine beschränkte ist, nahezu eine unbeschränkte wird und nach Millionen zählt.

Fig. 7 stellt die zur Erreichung dieses Zieles in der Praxis bereits mit grossem Erfolge zur Anwendung gelangende Einrichtung schematisch dar und erscheint die Sende- mit der Empfangsstelle vereint. *1, 2, 3, 4* sind getrennte Luftleiter, die je zu einer Funkenstrecke f_1, f_2, f_3 und f_4 und in Abzweigung zu je einem Ende der Sekundären der Induktorien J_1, J_2, J_3, J_4 führen, während deren zweite Enden mit der zugehörigen zweiten Funkenkugel verbunden sind. Die Primären dieser Induktorien führen zu einem mechanischen Unterbrecher *U*, der durch eine Dynamomaschine *M* in gleichmässig drehende Bewegung versetzt wird. Von der Achse dieses Unterbrechers geht ein Draht zur primären Stromquelle *B* und von dieser führt wieder ein Draht in Abzweigungen zu dem zweiten Ende der Primären jeder dieser Induktorien. Die Anordnung des Unterbrechers ist eine solche, dass die Kontakte für jedes Induktorium in unmittelbarer Reihenfolge und in sehr kurzen Zwischenzeiten geschlossen werden. Zu diesem Zwecke wird eine Walze *U* aus Ebonit oder sonstigem isolierenden Material mit entsprechend angeordneten Kontakten verwendet, längs welcher, wie dies aus der Darstellung zu entnehmen, Kontaktfedern schleifen. Die Kontaktfeder ist hierbei mit der Primären des Induktoriums und der Kontakt über die Drehachse der Walze mit der Stromquelle verbunden. Die Drehgeschwindigkeit der Walze muss genau geregelt sein und in einem bestimmten Verhältnis zu der Drehgeschwindigkeit einer ähnlichen Kontaktwalze *K* der Empfangstation stehen. Die von den einzelnen Luftdrähten entsendeten Wellen sind von verschiedener Periode. Die Empfangskreise, deren Zahl die gleiche ist wie die der Sendekreise, sind nun auf die Sendekreise so abgestimmt, dass jeder derselben nur auf die Wellen des zugehörigen Sendekreises anspricht. Dies führt aber noch nicht zum Empfange, da die Empfangskreise gemeinsam auf den Zeichennehmer wirken und dies nur unter Zuhilfenahme entsprechender Einrichtungen, die nicht beschrieben sind, nur dann, wenn die Wellen in der vorher bestimmten Reihenfolge und den festgesetzten zeitlichen Zwischenräumen einlangen.

Eine weitere Neuerung von *Fessenden* besteht in einer Vorrichtung, welche es ermöglicht, aus einer Gleichstromquelle ohne Zuhilfenahme eines Unterbrechers jede gewünschte Anzahl von Entladungen über die Funkenstrecke in einer gegebenen Zeit zu erhalten, und diese Anzahl nach Bedarf zu regeln. Hierdurch wird es auch möglich, eine gleichmässig fortlaufende Ausstrahlung elektromagnetischer Wellen, wie solche für die Erzielung einer scharfen Resonanz Bedingung ist, zu erreichen. Es wird hierdurch aber auch möglich, elektrische Wellen von einer bestimmten Gruppenfrequenz, die bisher zu erzeugen nicht durchführbar war, zu entsenden und auch eine Abstimmung nicht nur auf die Wellen-, sondern auch auf die Gruppenfrequenz zu erreichen und so die Geheimhaltung der entsendeten Nachrichten besser zu sichern, als dies ohne Anwendung dieses Hilfsmittels erreichbar ist.

Das Neue in der Wellenerzeugungsvorrichtung von *Fessenden* besteht darin, dass mit Umgehung jedes Induktoriums und jedes mechanischen oder elektrolytischen Stromunterbrechers der Zeitraum zwischen jeder Ladung und Entladung über die Funkenstrecke auf jede beliebige untere Grenze herabgesetzt werden kann.

Die Einrichtung von *Fessenden* besteht aus einer stets gleiche Spannung liefernden Gleichstromdynamo



oder einer Akkumulatorenbatterie, in deren Stromkreis ein hoher veränderlicher Widerstand von geringer Selbstinduktion, ein Kondensator und eine gleichfalls veränderliche Selbstinduktion in Reihe geschaltet sind. Im Nebenschlusse zur Selbstinduktion und der Kapazität befindet sich eine Funkenstrecke, deren eine Kugel mit dem Luftdrahte, die andere mit der Erde verbunden ist. Fig. 8 zeigt die hierbei zur Anwendung gelangende Schaltung. Der Widerstand ist mit R, die Kapazität mit K, die induktanz mit J, die Funkenstrecke mit F und die Stromquelle mit S bezeichnet. Ist die Stromquelle in diesen Kreis eingeschaltet, so wird der Kondensator geladen und entladet sich, sobald dessen Potentiale jene Höhe erreicht hat, bei welcher der Widerstand der Funkenstrecke überwunden wird, über diese. Infolgedessen treten elektrische Schwingungen im Luft- und Erddrahte auf, die sich wieder in Form von elektromagnetischen Wellen in den Raum verpflanzen. Durch den eingeschalteten hohen Widerstand vergeht aber immer eine bestimmte genau begrenzte Zeit, bis der Kondensator auf das Entladungspotentiale geladen ist und einen neuen Funken auslöst. Die Entladungen folgen sich daher, da die Verhältnisse des Ladekreises sich in keiner Weise ändern, in ganz bestimmten, von der Grösse des eingeschalteten induktionsfreien Widerstandes abhängigen, allerdings nur ganz geringe Bruchteile einer Sekunde betragenden Zwischenzeiten, die nach Bedarf durch Vergrösserung oder Verringerung des Widerstandes genau festgestellt werden können.

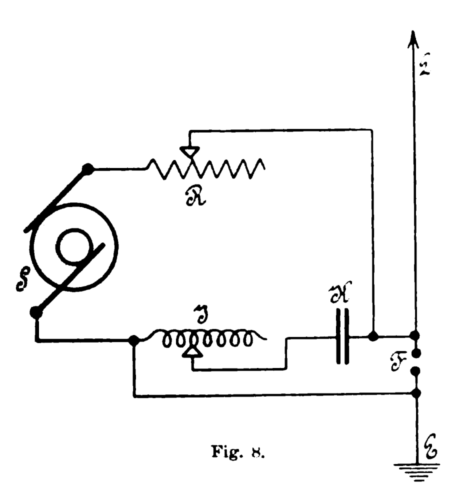


Fig. 8.

Die Neuerungen an diesem Systeme, welche eine Verschärfung der Abstimmung bezwecken, können als eine Kombination der Anordnung von *Tesla* mit der Einrichtung von *Anders Bull* zur Erzielung einer mechanischen Abstimmung angesehen werden und bieten jedenfalls eine ziemlich weitgehende Garantie gegen das unfreiwillige Abhören der Nachrichten, sind aber kaum geeignet, die Aufnahme gegen äussere Störungen wirksam zu schützen.

Das zuletzt bekannt gewordene Patent von *Fessenden* bezieht sich auf die Form des Wellenausstrahlers oder Luftleiters. Während bei allen anderen Wellenstrahlern und Wellenempfängern die Kapazität an bestimmten Punkten des Systemes konzentriert ist, wird bei dieser neuen Form des Luftleiters die Kapazität gleichmässig auf alle Punkte verteilt, wodurch die ausstrahlende Wirkung wesentlich vergrössert werden soll, und sich auch die entstehenden Wellen immer mehr der Form einer reinen Sinuswelle nähern, weil hierbei weniger harmonische Wellen erzeugt werden. Je näher sich die Formen der Wellen der reinen Sinuswelle nähern, desto genauere Abstimmung lässt sich erzielen, indem die Sinuswelle am besten geeignet ist, Resonanz hervorzurufen. Zur Erreichung dieses Zweckes wird eine entsprechende Anzahl Drähte, wie dies Fig. 9 zeigt, zu einem zylindrischen Käfig geformt, wobei die Enden dieser Drähte durch einen Ring aus isolierendem Material zusammengehalten werden. Man erhält hierdurch einen Wellenstrahler von geringem *Ohm*schen Widerstand und grosser gleichmässig verteilter Kapazität. Wird nun ein in gleicher Weise angeordnetes System von Luftdrähten für den Empfang verwendet, so soll es möglich sein, einlangende Nachrichten ohne Zuhilfenahme eines besonderen Wellenanzeigers direkt mittels Telephon aufnehmen zu können, da durch die grosse Kapazität, die Frequenz der Schwingungen so weit herabgedrückt wird, dass ein Telephon denselben zu folgen vermag. (Fortsetzung folgt).

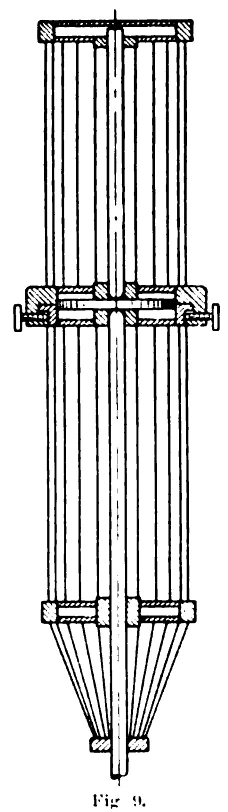


Fig. 9.

Kleinere Mitteilungen.

Die Klemmenspannung der Wechselstromgeneratoren unter verschiedenen Belastungen.

Dr. *Torda* gibt in der „E. T. Z." 1904, H. 31, eine neue Methode zur Bestimmung des Spannungsabfalles an, die wie die neue Methode von Dr. *Behn-Eschenburg* („E. T. Z." 1904, H. 20) nur der Leerlaufs- und Kurzschluss-Charakteristik bedarf, aber nicht wie letztere einen Erfahrungsfaktor benötigt.

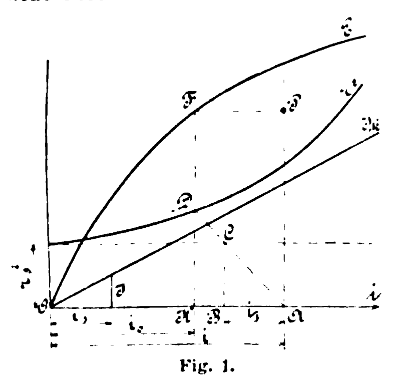


Fig. 1.

Wie *Behn-Eschenburg* geht *Torda* von der bekannten Verteilung des magnetischen Feldes in der Wechselstrommaschine aus und stellt mit Hilfe der *Kirchhoff*schen Regeln fünf Gleichungen auf (die leider nicht angegeben sind), aus denen er die endgültige Gleichung

$$i^2 = i_0^2 + i_s^2 \left(\frac{r^2}{r_s^2}\right)^2 + 2\, i_0\, i_s \frac{r^2}{r_s^2} \sin\varphi$$

ableitet. Hierin ist

i: der Erregerstrom beim Ankerstrom J, für den die Klemmenspannung P bestimmt werden soll,

i_0: der Erregerstrom, der eine Leerspannung = P erzeugen würde,

i_s: der Erregerstrom, der den Kurzschlusstrom J erzeugt

Erregerstrom i_0
r: zugehörige Leerspannung,

r_s: der Wert der r-Kurve für $E = 0$ (Kurzschluss),

φ: der Phasenverschiebungswinkel zwischen Ankerspannung und Ankerstrom.

Fig. 2.

Den maximalen Abfall erhält man bei $\cos \varphi = 0$. Obige Gleichung geht über in:



$$i^2 = \left(i_0 + i_s \frac{r^2}{r_s^2}\right)^2$$

Zeichnet man (Fig. 1) ausser der EMK- und Kurzschlusskurve auch noch die Werte für $r^2 \frac{i^2}{EMK^2}$ in Abhängigkeit von i in ein Koordinatensystem, so ergibt sich für die Klemmenspannung P bei dem Ankerstrom J folgende einfache Konstruktion: (Fig. 1.)

Aus der Kurzschlusskurve wird der zu J gehörige Erregerstrom i_s entnommen und von A nach links abgetragen. In B ein Lot $BC = r_s^2$ errichtet; die Grade AC bis D gezogen; in D ein Lot errichtet bis zum Punkt F. P ist dann als Schnittpunkt der Horizontalen durch F und des Lotes in A gegeben. Es ist nämlich

$$i = i_0 + i_s \frac{r^2}{r_s^2}$$

und die EMK für i_0 war gleich der Klemmenspannung gesetzt worden.

Den kleinsten Abfall erhält man bei $\cos \varphi = 1$. Die ursprüngliche Gleichung geht über in

$$i^2 = i_0^2 + i_s^2 \left(\frac{r^2}{r_s^2}\right)^2$$

Nachdem $AK = i_s \frac{r^2}{r_s^2}$ wie vorher gefunden ist, schlägt man (Fig. 2) über OA einen Halbkreis und findet mit Hilfe von $AG = AK$ die Grösse $i_0 = OG = OH$. P wie vorher gefunden.

Nimmt φ einen anderen Wert an, so ist über OA ein Kreisbogen so zu schlagen, dass $\sphericalangle\ OGA = 90 + \varphi$ wird. Die Konstruktion ist sonst dieselbe.

Die Schwimmbrücke von Kampmann.

Die Schwimmbrücke von *Kampmann* ist im wesentlichen eine Pontonbrücke. Die Brückenträger unterscheiden sich von den gewöhnlichen Pontons dadurch, dass sie allseitig geschlossen sind und die Form eines an dem einen Ende spitz auslaufenden Zylinders haben (Fig. 1.) Ihr Vorzug vor den gewöhnlichen Pontons in Schiffsform besteht darin, dass sie beim Schadhaftwerden zur Wiederinstandsetzung nicht an Land geschafft zu werden brauchen, sondern nach Entlastung der Brückenauflager gedreht und so ohne Ausfahren auch in dem gewöhnlich unter Wasser liegenden Teil nachgesehen, repariert und neu gestrichen werden können. Hierzu sind die Pontons durch Querschotte *b* in mehrere wasserdichte Abteile eingeteilt, und aussen je nach der Breite der Brücke mit zwei oder mehrere fest angebrachte, aus **U**-Eisen *e* gebildete, umlaufende Ringe (Fig. 2) versehen, in welche das Sattelstück *d*, das die Brücke trägt, gleitbar eingelegt ist. Die senkrechten Flanschen von *d* und *e* können durch Bolzen miteinander verbunden werden.

Die Querschotte sind ebenso wie die ebene Stirnwand mit zwei Mannlöchern *a* versehen, derart, dass ein Mannloch stets oberhalb des Wasserspiegels gelegt werden kann und so immer zugänglich ist. Die Anbringung der Mannlöcher in den senkrechten Wänden statt in den Seitenwänden bietet den Vorteil, dass die Mannlöcher der hinteren Stirnwand, der Einsteigewand, in ruhigem Wasser sich befindet und daher auch bei Hochwasser besser erreicht werden können, als im Strom liegende Mannlöcher in den Seitenwänden.

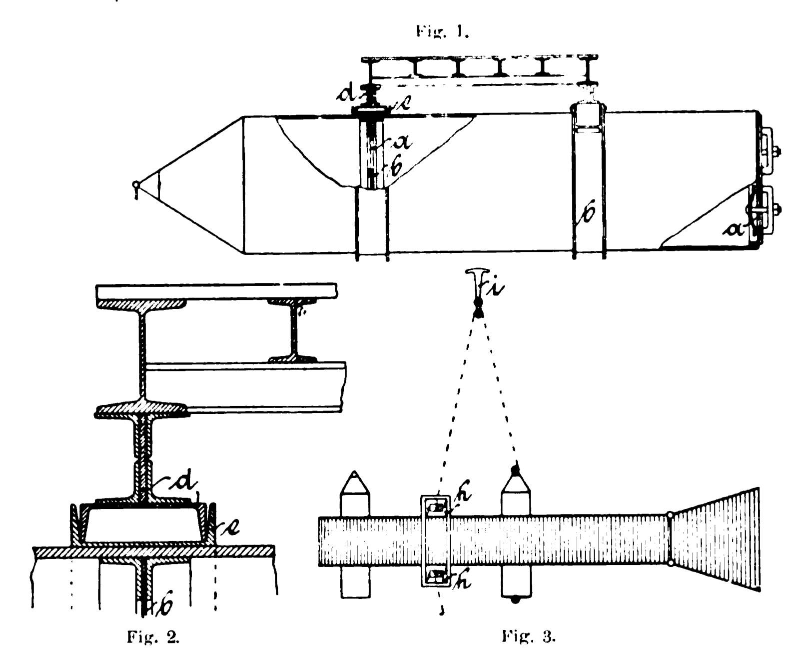


Fig. 1. Fig. 2. Fig. 3.

Zum Ausfahren eines völlig unbrauchbar gewordenen Pontons werden die Verbindungsbolzen zwischen den Flanschen *d* und *e* gelöst, und das Ponton durch Einlassen von Wasser gesenkt. Das neue Ponton wird unter Wasserballast eingefahren, durch Auspumpen des Wassers gehoben und dann verschraubt.

Die Winde zum Ausfahren der Brücke, wird auf Auskragungen *h* der Brückenbahn (Fig. 3) aufgestellt und die Windenkette läuft über eine vom Anker *i* gehaltene Rolle zum Ponton. Die gleiche Anordnung befindet sich auf der anderen Brückenseite zur Sicherung gegen Winddruck.

Die Unterbringung der Winden auf den genannten Auskragungen ist für den Bedienungsmann vorteilhaft, weil dieser durch den Verkehr auf der Brücke nicht gestört wird und andererseits auch die Winden sich an einer Stelle befinden, wo sie nicht hinderlich sind und von wo eine bessere Uebersicht gewährleistet ist. Die Teile der Brückenbahn, an welchen sich die Auskragungen befinden, werden zweckmässig aus Rahmen von **U** - Stahl oder aus Holz so hergestellt, dass sie leicht in den Brückenbelag eingefügt werden können. In dem Rahmen befindet sich ein Belag gleich dem der Brücke.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Die Kältemaschine. Gemeinverständlich bearbeitet für Besitzer von Kühlanlagen, Industrielle, Praktiker und angehende Techniker von *Georg Göttsche*, Ingenieur in Altona. Zweite verbesserte und vermehrte Auflage. Mit 107 Abb. und 32 Tab. Hamburg, 1904. J. Kriebel. Preis geb. 3 Mk.

Die Fabrikation der flüssigen Kohlensäure. Von Dr. *E. Luhmann*. Mit 69 Abb. Berlin, 1904. Max Brandt & Co. Preis geh. 3 M., geb. 3.80 M.

Die Dampfturbine von Parsons mit besonderer Berücksichtigung ihrer Verwendung als Schiffsmaschine. Von *Max Dietrich*, Marine-Oberingenieur a. D. Mit 17 Abb. und 1 Tabelle über Dampfverbrauch. Rostock, 1905. C. J. E. Volckmann (Volckmann & Wette). Preis geh. 1,50 M.

Aus Natur und Geisteswelt: Bilder aus der Ingenieurtechnik. Von *Curt Merckel*, Ingenieur. Mit 43 Abb. Leipzig, 1904. B. G. Teubner. Preis geh. 1 M., geb. 1,25 M.

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.
86. Jahrg., Bd. 320, Heft 6. Berlin, 11. Februar 1905.
Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 80 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Das Automobilwesen auf der Weltausstellung in St. Louis 1904.

Von Dipl.-Ing. **W. Pfitzner**, Assistent an der Technischen Hochschule zu Dresden.

Wie alle technischen Abteilungen brachte auch die Automobilausstellung auf der Weltausstellung kein vollständiges Bild. Das Gebotene war lückenhaft nicht nur insofern, als nur drei Länder überhaupt ausgestellt hatten, Amerika, Frankreich und Deutschland, sondern auch im einzelnen, da keines der Länder alles vorführte, was es auf diesem Gebiete erzeugt.

Am befriedigendsten hatte Frankreich ausgestellt, das wenigstens das eine grosse Gebiet des Automobilwesens, die Personenfahrzeuge, vollständig zur Darstellung brachte, wenn es auch für Europa unbekannte Neuheiten nicht vorführte. Die französische Automobilausstellung bildete den Glanzpunkt vom ganzen Verkehrswesen dieses Landes; wie Deutschland mit seinen Lokomotiven und England mit seinen Schiffen, so repräsentierte Frankreich mit seiner Automobilindustrie. Das Gebotene war in jeder Hinsicht vollendet.

Deutschland zeigte leider zu wenig, um auf amerikanische Besucher irgendwelchen Eindruck zu machen. Zwar hatten zwei der ersten Firmen Deutschlands ihre besten Fahrzeuge zur Schau gebracht, auch der Platz war insofern günstig, als in der Nähe der *Henschel*schen Schnellbahnlokomotive stets eine grosse Menge Besucher vorüberging, doch war ein Interesse für die unscheinbaren deutschen Fahrzeuge nicht zu sehen.

Am merkwürdigsten war aber jedenfalls, dass die amerikanische Abteilung durchaus unvollständig war. Aeusserlich zwar sehr schön einheitlich und abgeschlossen, wies sie doch in ihrem Inneren ganz erhebliche Lücken auf. Viele der gutbekannten, grossen Fabriken fehlten vollständig; manche hatten von vornherein ihre Teilnahme abgelehnt, manche hatten die vorgesehenen Plätze nicht gefüllt und von wirklich teilnehmenden Fabriken brachten die meisten nur ihre Normalfabrikate des letzten oder der letzten Jahre. Nur kleine und billige Wagen waren ausgestellt, von den grossen, schnellen Fahrzeugen, von denen in den Zeitschriften schon seit langem die Rede war und die auch bei den verschiedenen sportlichen Ereignissen des Sommers vorgeführt wurden, war auf der Weltausstellung nichts zu sehen. Es war bedauerlich, dass die amerikanische Fachindustrie sich diese Gelegenheit so gänzlich entgehen liess, der Welt zu zeigen, was sie jetzt kann. Auch in Amerika wurde diese Teilnahmlosigkeit scharf getadelt und mehrfach darauf hingewiesen, dass eine vollständige Vorführung des Automobilwesens zur Erschliessung des Westens, in dem das Automobil noch mehr oder weniger unbekannt sei, nur genützt haben würde. So war es gegenüber der glänzenden französischen Ausstellung eine Niederlage.

Im Betrieb war eine Anzahl Fahrzeuge zu sehen; wenige Benzinwagen der ausstellenden Firmen, in denen gelegentlich Besucher in dem Ausstellungsgelände Probefahrten machen konnten, ausserdem eine grössere Anzahl elektrischer Personenwagen, die eine Gesellschaft zur Besichtigung der Ausstellung laufen liess. Diese Fahrzeuge (Fig. 1), aus den *Columbia*werken in Hartford, Conn., stammend, waren bei dem allgemeinen Mangel an Verkehrsmitteln stets sehr gut besetzt und die Gesellschaft dürfte trotz der hohen Stromkosten gute Geschäfte gemacht haben. Technisch boten diese Fahrzeuge wenig interessantes. Normales Untergestell für schwere Lastwagen, 10 Tonnen Tragfähigkeit, Rahmen aus I-Eisen, Achsstand

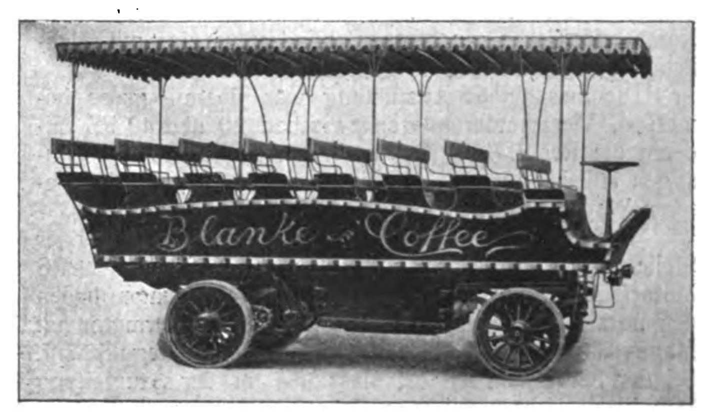


Fig. 1.
Elektromobil der Columbiawerke.

1,30 m, Raddurchmesser 90 cm, Vollgummireifen von 17,5 cm Breite hinten und 15 cm Breite vorn, *Exide*-Akkumulatorenbatterie von 44 Zellen, zwei Motoren mit Zahnrad- und Kettenübersetzung die Hinterräder antreibend sind die Hauptmerkmale. Die grösste Geschwindigkeit beträgt bis 15 km/St. bei einem Aktionsradius von 40 km. Interessant ist höchstens die Anbringung der Batteriekästen, die mit Hilfe kleiner hydraulischer Hebeböcke in senkrechter Richtung von unten an den Wagen herangebracht werden, wobei die elektrischen Verbindungen selbsttätig durch eine Art Stöpselkontakte zustande kommen. Der scheinbar unzugängliche Wagen wird von hinten bestiegen, in jedem der Querbänke ist der Mittelsitz aufklappbar, so dass in dem Wagen ein Längsgang frei wird. Platz ist für 48 Personen vorhanden.

Ausser diesen grossen Wagen sollten in der Ausstellung noch kleine Selbstfahrer mit nur einem Sitz, Akkumulatorenbatterie und Motor in Betrieb kommen, die bei geringer Geschwindigkeit von dem Insassen selbst, also stets von Laien, gelenkt werden sollten. Zu sehen waren diese Fahrzeuge im Herbst nicht, wahrscheinlich haben sie sich nicht bewährt oder sind überhaupt nicht zum Betrieb gekommen.

Die Automobilausstellungen der drei genannten Länder befanden sich in dem *Transportation - Building* der Weltausstellung, der 350 × 160 m grossen fünfschiffigen Halle, getrennt voneinander in den Abteilungen der einzelnen Länder.

Die deutsche Ausstellung enthielt im wesentlichen einen Personenwagen der *Daimler - Motorenwerke*, Cannstatt, von 60 PS (s. D. p. J. 1904, **319**, S. 490), einen fertigen Wagen und ein sehr sauber gearbeitetes Untergestell des *Benz-Parsival*, *Benz & Co.*, Mannheim. Zwei unserer grossen Gummifabriken hatten ihre neuesten Pneumatiks mit verschiedenen Schutzvorrichtungen ausgestellt, die *Continental-Caoutschouc- und Guttapercha Co.*, Hannover, sowie die *Mitteldeutsche Gummiwarenfabrik Louis Peter*, Frankfurt a. M. *Franz Sauerbier*, Berlin, zeigte seine rühmlich bekannten Kühlschlangen. Weitere deutsche Fabriken hatten sich hier nicht beteiligt.

Die französische Ausstellung, an Ausdehnung fast so gross als die amerikanische, befand sich in der Südostecke des Verkehrsgebäudes. Vertreten waren fast alle bedeutenden Fabriken Frankreichs, mit zum Teil sehr reichhaltigen Ausstellungen.

Im allgemeinen waren die eleganten, schweren Wagen bevorzugt. Vorzügliche Ausstattung, sauberste Arbeit und Vollendung bis in die kleinsten Einzelheiten waren überall zu bemerken. Die meist sehr langen Fahrzeuge hatten fast sämtlich Seiteneingang, das früher in Frankreich so beliebte und jetzt noch in manchen Ländern ausschliesslich angewandte Tonneau mit Eingang von der Rückseite des Wagens kam nur noch bei den kleineren Fahrzeugen in Anwendung. Die Mehrzahl der grossen Karosserieen war geschlossen, mindestens aber mit reichlichen Sommerdächern versehen.

Die maschinelle Ausrüstung war überall gross bemessen, Vierzylindermotoren zwischen 20 und 40 PS bildeten die Regel. Die Geschwindigkeitsgetriebe und sonstigen Hilfsapparate waren die normalen, bei den schwereren Wagen war fast stets Kettentrieb in Anwendung.

Von den grossen und bekannten Firmen sei an erster Stelle *Mors* genannt, der vier schwere Wagen von 24 PS Motorleistung zur Schau brachte. Die Morswagen haben den normalen stehend angeordneten Vierzylindermotor mit Magnetzündung und sorgfältig ausgebildeter Regulierung, bei der hervorzuheben ist, dass die in der Saugleitung befindliche Drosselklappe gleichzeitig mit der Reibungskupplung bewegt wird, derart, dass in dem Augenblicke des Auskuppelns der Gasstrom gedrosselt wird. Durchgehen des Motors ist also bei der Entlastung ausgeschlossen. Das Prinzip ist übrigens in Deutschland schon seit einem Jahre in Anwendung. Die Morswagen besitzen ein Viergeschwindigkeitsgetriebe, das bei grösster Geschwindigkeit ohne jedes Zahnrad arbeitet und so ganz geräuschlosen Gang gewährleistet. (Prise directe.)

Ungefähr dieselbe innere Einrichtung wiesen die Fahrzeuge der Firma *George Richard-Brasier* auf, die durch ihren Sieg im letzten Gordon Bennet-Rennen in Deutschland viel von sich reden gemacht hat. Vorhanden waren ein Untergestell mit einem 30 PS Vierzylindermotor, ähnlich der Konstruktion des siegreichen Gordon Bennet-Rennwagens, sowie einige grosse Wagen mit Karosserieen. Die kleineren Wagen dieser Firma sind mit Gelenkwellenantrieb der Hinterachse ausgerüstet. *George Richard* soll einer der ersten gewesen sein, die dieses System in Anwendung brachten. Bemerkenswert war ferner an diesen Wagen ein Röhrenkühler mit flachen Röhren anstelle der gewöhnlichen runden, eine Magnetzündung mit selbsttätiger Einstellung des Zündzeitpunktes entsprechend der Geschwindigkeit der Maschine, sowie eine Anordnung des Auspufftopfes so, dass der während der Fahrt von den Wagenrädern aufgewirbelte Staub von den zweckmässig verteilten Auspuffgasen möglichst sofort wieder nach dem Erdboden zurückgelenkt wird und jedenfalls nicht Zeit hat, nach oben in den Wagenkasten einzudringen. Wenn sich diese Anordnung wirklich bewähren sollte, wäre einem grossen Uebelstand abgeholfen.

De Dietrich, Luneville (auch Niederbronn im Elsass), hatte neben einem grossen Rennwagen, der seinerzeit für das nicht durchgeführte Rennen Paris—Madrid gebaut war, mehrere grosse geschlossene Fahrzeuge ausgestellt, unter denen besonders ein „*Pullman Salon Car*" auffiel (Fig. 2). Die innere Ausstattung dieses Wagens war mit besonderem Luxus durchgeführt, vier sehr bequeme Sitze,

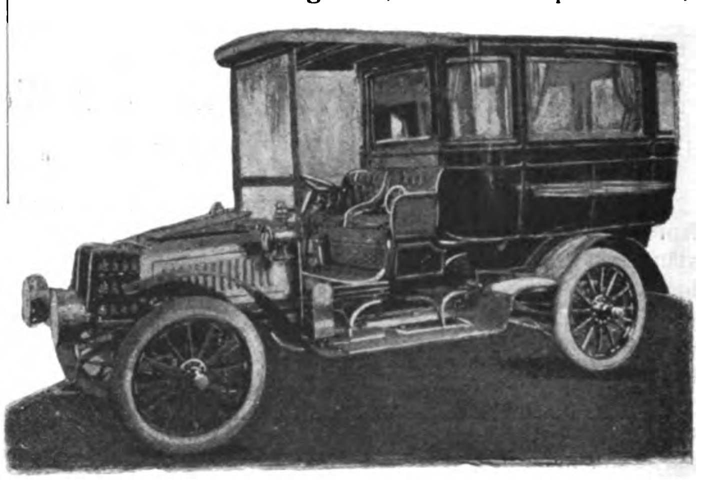


Fig. 2.
„Pullmann Salon Car" von de Dietrich.

Schreibtisch, verschiedene Schränke, Kartentaschen, elektrische Beleuchtung waren vorgesehen. Der Verkaufspreis sollte allerdings auch nicht weniger als 18 000 Dollar = 75 000 Mark sein.

Andere Firmen, wie *Clement*, *Darracq*, *Renault*, *Panhard & Levassor* zeigten ihre bekannten schönen Wagen, jedoch ohne besondere Eigentümlichkeiten. Die älteste Fabrik für elektrische Fahrzeuge, *Jeantaud*, hatte zwei Wagen vorgeführt, deren Batterie aus 44 Zellen (zum Aufladen von 110 Volt) etwa 300 kg wiegt, wobei eine Kapazität bei 120 Amperestunden bis 25 Amp. Entladestrom erreicht wird.

Mehrere bekannte Fabriken für Karosserieen waren vertreten: *Kellner et Fils*, *Rothschild* mit grossen Wagenkästen (Fig. 3, Tonneau mit Seiteneingang von *Rothschild)*, *Philippon & Co.* mit kleineren Karosserieen, die vor allem bei den leichten Wagen von *Dion* und *Bouton* Verwendung finden.

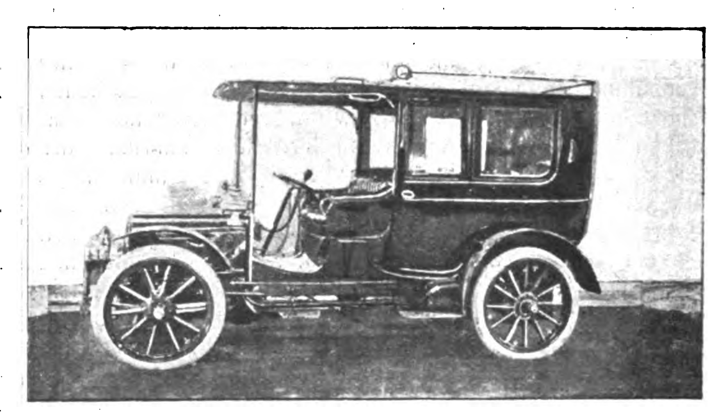


Fig 3.
Rothschilds Tonneau mit Seiteneingang.

Zu erwähnen sind schliesslich noch mehrere Ausstellungen von Einzelteilen, *Fouillaron* mit seiner bekann-

ten beweglichen Riemenscheibe zur Erzielung einer allmählich veränderlichen Uebersetzung. *Lemoine* mit seinen überall wohlbekannten geschmiedeten Achsen, *Malicet & Blin*, Fabrikanten von Wechselgetrieben und Zahnrädern, sowie einige Aussteller von Laternen und derartigem Zubehör.

Im ganzen bot jedenfalls die französische Ausstellung ein sehr befriedigendes Bild und verfehlte nicht, auch auf die selbstbewusstesten Amerikaner einen tiefen Eindruck zu machen.

Die amerikanische Ausstellung, in der Nordostecke des Transportgebäudes aufgestellt, gewährte äusserlich ein sehr einheitliches und ruhiges Aussehen, sehr zu ihrem Vorteil. Es war kein gegenseitiges Zurückdrängen mit allen möglichen Mitteln der Reklame und Ausstattung, keine blendenden und hässlichen Anpreisungsschilder und Aufschriften waren zu sehen, die sonst einer Ausstellung stets das charakteristische, unruhige Gepräge verleihen. Die *National Association of Automobile Manufacturers*, eine Vereinigung fast aller Automobilfabriken Amerikas, Besitzerin des vielgenannten *Seldenpatentes*, das den Bau und Betrieb von Automobilen mit Verbrennungsmotoren in den Vereinigten Staaten monopolisiert, hatte die Leitung der amerikanischen Automobilausstellung in die Hand genommen und einheitlich durchgeführt.

Der ganze in Betracht kommende Raum war einfach, aber nicht unschön ausgestattet. Man wollte die Ausstellung aus dem Gewirr der Säulen und Balken hervorheben; die Dachkonstruktion war durch einen zweifarbigen Behang mit leichtem Stoff unsichtbar gemacht, der Abschluss nach den anderen Hallen des Gebäudes wurde durch eine Holzwand bewirkt, die in mattgrün und mattrot gestrichen einen recht angenehmen Eindruck machte. Leider war nur die Absicht der Verdeckung alles Unschönen nicht vollständig durchgeführt, wie so oft in Amerika. Zwischen Holzwand und Deckenbehang blickte das hässliche Holzwerk der anderen Hallen recht störend hindurch.

Der Platz für die Fahrzeuge war durch ein 15 cm hohes Podium erhöht, feste Seitengeländer oder Hängeschnüre waren nicht vorhanden, auch fehlten irgendwelche sichtbaren Abgrenzungen zwischen den Plätzen der einzelnen Firmen. Eine Einteilung der langen Seiten wurde nur durch Gruppen einfacher, in Weiss und Gold gehaltener Säulen mit Kugelköpfen bewirkt, zwischen denen sich in kürzeren Abständen kleinere Säulen mit etwa 60 cm langen Messingschildern befanden, auf denen der Name der an dem betreffenden Platze befindlichen Firma verzeichnet war. Für jede Fabrik war der in Amerika normale Schreibtisch mit Jalousieverschluss, einige Stühle, Teppich und eine einfach gepolsterte, zugleich als Sopha dienende Kiste vorgesehen, in derem Inneren die Drucksachen usw. aufbewahrt wurden.

Diese Ruhe wurde nun auch, leider, recht wenig von der erwarteten zahlreichen Besuchermenge gestört. Ob die Besucher von der Ausstellung ermüdet waren, ehe sie zu den Automobilen kamen, ob das Fehlen jedes bewegten Gegenstandes, den der Amerikaner bei solchen Gelegenheiten nun einmal gern sieht, der Grund war (Benzin war im Innern der Halle verboten und der elektrische Strom war sehr teuer), jedenfalls liess die Zahl und das Interesse der Besucher sehr zu wünschen übrig. Ein Hauptgrund war aber auch der, dass die Aussteller nur wenig darboten, nur kleine billige Fahrzeuge vorführten, die gegenüber den prächtigen französischen Fahrzeugen keinen Eindruck machten. Für den Fachmann und den Sportsman, der ja gewöhnlich auch etwas tieferes Interesse für die innere Einrichtung besitzt, war nichts zu sehen, da fast kein offenes Untergestell gezeigt wurde; einzelne Motoren, Einzelteile, Hilfsapparate und dergl. waren in der amerikanischen Abteilung so gut wie nicht vorhanden. Auch die Vertretung mancher Firma liess zu wünschen übrig, mehrfach war überhaupt kein Repräsentant vorhanden, höchstens ein Hinweis auf einen Lokalagenten in der Stadt. Einzelne Plätze waren überhaupt nicht besetzt, nur der Name der nicht erschienenen Firma war zu lesen.

Ein Ueberblick über die Gesamtheit der ausgestellten Fabrikate hinsichtlich der Betriebsart liess zunächst erkennen, dass auch in Amerika der Benzinbetrieb allmählich die anderen Arten verdrängt. Zwar sind noch mehrere Firmen vorhanden, die elektrische oder dampfbetriebene Fahrzeuge ausschliesslich bauen, die Mehrzahl jedoch hat die Herstellung von Benzinautomobilen aufgenommen; eine Fabrik, die *Locomobile Company of America*, Bridgeport Conn., die früher die Führerin für den Bau von Dampfwagen war, und die übrigens in St. Louis gar nicht ausgestellt hatte, baut jetzt so gut wie keine Dampfwagen mehr. So fanden sich denn auf der Ausstellung nur noch zwei Fabriken mit Dampfwagen, *White* und *Grout*, und elektrische Fahrzeuge waren ebenfalls nur bei vier Firmen zu sehen. Von den im ganzen etwa 95 ausgestellten Wagen waren etwa 85 v. H. mit Benzinbetrieb.

Die Leistung der vorhandenen Motoren ging selten über 10 PS hinaus; Einzylindermaschinen liegender Anordnung herrschten auf der Ausstellung vor, stehende Mehrzylindermotoren europäischer Bauart waren nicht allzuviel zu sehen, und insofern gab die Ausstellung ein durchaus falsches Bild von dem wirklichen Stande der Automobilindustrie in den Vereinigten Staaten. In Wirklichkeit versucht fast jede Fabrik augenblicklich den stehenden europäischen Automobilmotor, und viele haben schon derartige Ausführungen in den Handel gebracht. Alle grossen Rennwagen amerikanischer Herkunft haben die europäische Anordnung. Solche Wagen waren aber auf der Ausstellung nicht zu sehen, und dieser gänzliche Mangel an neuen grossen und schnellen Wagen minderte das Interesse ganz erheblich.

Die meisten Fahrzeuge waren Personenwagen; nur sechs leichte Lieferungswagen, in der Regel auf die normalen Untergestelle der Personenfahrzeuge montiert, und fünf grössere Lastwagen vertraten die Klasse der eigentlichen Gebrauchswagen. Schwere Lastwagen mit Benzinbetrieb waren überhaupt nicht da.

Um die ermüdende Aufzählung und Beschreibung der immerhin zahlreichen Ausstellungsgegenstände zu vermeiden, seien im folgenden nur die wichtigsten Vertreter der einzelnen Wagenbauarten vorgeführt. Die Namen und Plätze der Aussteller sind aus Fig. 4 zu entnehmen.

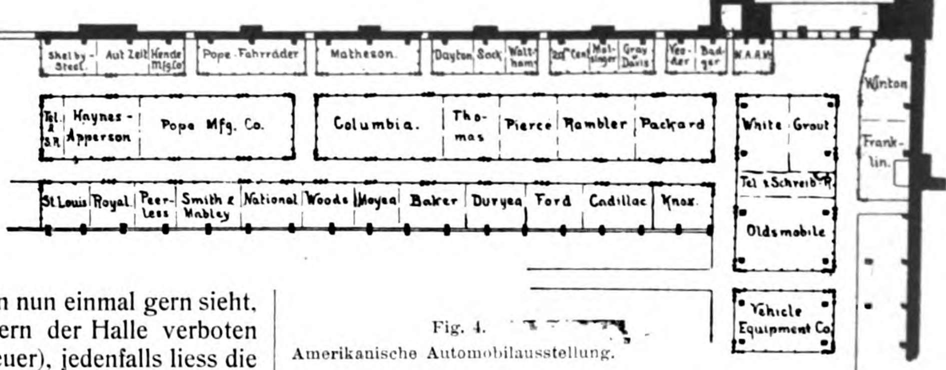


Fig. 4. Amerikanische Automobilausstellung.

(Fortsetzung folgt.)

Explosionsmotoren mit Einführung verdampfender Flüssigkeiten.

Von Dr. **K. Schreber.**

(Schluss von S. 67 d. Bd.)

III. Die Bankimaschine.

Nachdem jetzt die Formeln hergeleitet sind, nach denen man die theoretischen Diagramme eines, mit Einspritzung verdampfender Flüssigkeiten während der Kompression arbeitenden Explosionsmotors zu berechnen hat, entsteht die Aufgabe, die *Banki*maschine einer Rechnung zu unterziehen, da, wie in der Einleitung gesagt, *Banki* der erste gewesen ist, welcher den Wert der Einspritzung richtig erkannt hat. Eine solche Berechnung hat aber ihre Schwierigkeiten, man weiss wohl, wann in die *Banki*maschine das Wasser eingeführt wird, nämlich während des ganzen Ansaugehubes; hat aber gar keinen Anhalt dafür, wann es verdampft. Die im zweiten Abschnitt behandelte Maschine war, im Gegensatz hierzu, so eingerichtet, dass die zur Kühlung bestimmte Flüssigkeit auch in demselben Moment durch ihre sofortige Verdampfung kühlend wirkt, in welchem sie eingeführt wird. Ohne willkürliche Annahmen lassen sich also die theoretischen Diagramme der *Banki*maschine nicht entwerfen. Ich beschränke mich deshalb auf das $T—\tau$-Diagramm, welches theoretisch das wichtigere ist. Das Druck-Volumen-Diagramm ist daraus leicht zu berechnen.

Nach den Versuchen von *Jonas*[11]) verbrauchte die untersuchte *Banki*maschine bei einer Belastung von 26,38 PS 0,221 $^{kg}/_{PS_e}$ Benzin und an Einspritzwasser 28,346 $^{kg}/_{h}$. Aus diesen Zahlen ergibt sich ein Benzinverbrauch i. d. Stunde von 5,83 kg, so dass das Verhältnis zwischen Wasser und Benzin 4,86 beträgt (*Güldner* l. c. gibt 4,84).

Um den Vergleich mit der berechneten Spiritusmaschine zu erleichtern, will ich annehmen, der durch Benzin eingeführte Heizwert werde in Form von Alkohol eingeführt. Da nun das benutzte Benzin einen Heizwert von 10179,5 $^{cl}/_{kg}$ hat, während dampfförmiger Alkohol, wie schon oben benutzt, einen molekularen Heizwert von 311 00 cl besitzt, so entsprechen der in einer Stunde verbrauchten Benzinmenge 0,190 C_2H_5OH, denen 1,575 H_2O gegenüberstehen. Auf ein C_2H_5OH kommen somit 8,290 Molen eingespritztes Wasser, während bei der oben berechneten Spiritusmaschine auf eine Mole Alkohol nur 0,373 Molen Wasser kommen.

Die Verdampfungswärme einer Benzinmenge, welche einen bestimmten Heizwert repräsentiert, ist im Vergleich mit der einer Spiritusmenge von gleichem Heizwert sehr klein. Ich will deshalb, um die Rechnung zu vereinfachen, annehmen, Benzin habe überhaupt keine Verdampfungswärme. Es stehen dann 1,373 verdampfende Molen bei dem Spiritusmotor, 8,290 verdampfende Molen bei *Banki* gegenüber. D. h. selbst unter dieser für *Banki* günstigen Annahme ergibt sich, dass dieser sechs Mal so viel Wasser einspritzt als für den beabsichtigten Zweck nötig ist.

Dieser grosse Ueberschuss wird, wenn man wieder die Explosion als momentan vor sich gehend annimmt, erst während der Expansion verdampfen.

Ich will annehmen, es verdampften auch bei der *Banki*maschine, wie oben, 1,373 Molen während der Kompression. Diese Verdampfung wird sich zwar auf der ganzen Strecke der Kompression verteilen, so dass man an Stelle der geknickten Linie *1234* eine stetig verlaufende Kurve erhält. Immerhin wird aber die Lage des Punktes *4* nahezu dieselbe bleiben. Etwaige Unterschiede machen auf das ganze Diagramm wenig aus. Ich übernehme deshalb das Diagramm der Spiritusmaschine bis zum Punkt *5* vollständig nach hier.

[11]) *Güldner*, Verbrennungsmotoren S. 133.

Wie aber die wesentlich an den Wandungen haftend gebliebenen, noch restierenden 6,917 Molen Wasser während der Expansionsperiode verdampfen, darüber kann man nur Hypothesen machen. Ich wähle die Hypothese so, dass die Rechnung einfach wird: Es sei das Kompressionsvolumen der *Banki*maschine 0,1 v. Die Expansion beträgt somit 0,9 v. Ich nehme an, dass jedesmal während der Kolben 0,1 v zurückgelegt hat, $^1/_9$ der restierenden Molen, also 0,769 verdampfen und rechne dann folgendermassen:

Die im Zylinder enthaltenen Heizgase expandieren zunächst, während der Volumenzunahme um 0,1 v adiabatisch nach der einfachen *Poisson*schen Formel. Um das hierin vorkommende $k = \frac{c_p}{c_v}$ zu erhalten, schätze ich die Temperatur, welche bei dieser Expansion erreicht werden könnte und setze sie dann, aus den gleich zu erwähnenden Gründen etwas kälter an. Aus der so erhaltenen Endtemperatur und der gegebenen Anfangstemperatur dieses Teiles der Expansion berechne ich die mittlere Temperatur, mit welcher sich dann der Mittelwert der Molekelwärme c_v bei konstantem Volumen und somit auch k berechnen lässt. Mit diesem k wird nun die Temperatur wirklich berechnet. Dann mögen plötzlich $^1/_9$ der an den Wandungen haften gebliebenen Molen verdampfen. Aus der Verdampfungswärme derselben und der diesem Intervall entsprechenden Molekelwärme erhält man die dadurch bedingte Abkühlung der Heizgase. Zieht man diese Abkühlung von der nach der *Poisson*schen Formel erhaltenen Temperatur ab, so erhält man die wirkliche Endtemperatur dieses Intervalles. Wegen dieser Abkühlung musste oben die Temperatur kälter eingeschätzt werden. Mit Hilfe der so gefundenen mittleren Temperatur des Intervalles wird dann nach Gleichung 8c die der Verdampfung entsprechende Zunahme der Entropie berechnet; so dass man jetzt die beiden zueinander gehörigen Werte von T und τ hat. Auf diese Weise habe ich die neun Stufen berechnet und dann im Diagramm die Punkte durch einen Kurvenzug verbunden. Die erhaltenen Zahlen sind in der nachfolgenden Tabelle aufgeführt, in welcher gleichzeitig noch die Werte von c_v und k stehen.

v	T	τ	c_v	k
0,1	1975,1	160,69	4,938 + 0,001 474 T	1,260
0,2	1611,2	176,82	4,982 + 0,001 495 T	1,273
0,3	1403,2	192,08	5,024 + 0,001 516 T	1,280
0,4	1255,3	206,55	5,063 + 0,001 535 T	1,285
0,5	1138,7	220,20	5,102 + 0,001 554 T	1,290
0,6	1041,2	233,14	5,140 + 0,001 572 T	1,293
0,7	956,6	245,28	5,175 + 0,001 590 T	1,297
0,8	881,2	256,58	5,209 + 0,001 606 T	1,300
0,9	812,8	266,99	5,241 + 0,001 622 T	1,303
1,0	750,0	276.43	5,272 + 0,001 637 T	

Man hat bei dieser Rechnung zu beachten, dass durch das jedesmalige Verdampfen die Heizgase eine andere Zusammensetzung erhalten, und dass dementsprechend auch die mittlere Molekelwärme eine andere wird. Deshalb nimmt auch k nicht so schnell zu, wie man infolge der Temperaturabkühlung vielleicht erwarten könnte.



Wie die Tabelle zeigt, ist die Temperatur am Ende der Expansion bedeutend kälter als beim Spiritusmotor. Vielfach findet man angegeben, dass diese kalte Temperatur ein Beweis für die gute Ausnutzung der Heizgase zur Arbeitsleistung sei. Das ist aber durchaus nicht richtig. Zähle ich die Temperaturen zusammen, um welche jedesmal am Ende der von mir angenommenen neun Stufen der Zylinderinhalt infolge des Verdampfens von je 0,768 Molen abgekühlt wird, so erhalte ich im ganzen eine Temperaturabkühlung infolge des Verdampfens der an den Wandungen haften gebliebenen Wassermolen um 347°. Zählt man diese zu der am Schluss der Expansion vorhandenen Temperatur wieder hinzu, so findet man eine Temperatur, welche heisser ist, als die am Ende der Expansion der Spiritusmaschine; d. h. die *Banki*maschine nutzt die Heizgase nicht so gut zur Arbeitsleistung aus wie diese.

Im Versuch hat man nun für den Auspuff nicht 750 — 273 = 477° beobachtet, sondern 196°. Die diesem Unterschied entsprechende Wärmeenergie ist durch die Wandung gegangen. Nimmt man als mittlere Molekelwärme während der Expansion 6,679 und als mittlere Molenzahl 36,218, so erhält man einen Wärmeverlust durch die Wandungen, welcher 0,218 des Heizwertes beträgt, während 0,217 im Kühlwasser beobachtet wurden. Meine Annahmen haben hier also eine gewisse Bestätigung durch den Versuch erfahren. Dass die Zahlen so genau übereinstimmen, muss man vielleicht dem Zufall zuschreiben.

Die Auspufflinie erhält man unter Benutzung des letzten der soeben angegebenen Werte von c_v nach Gleichung 13:

T	τ
750	276,43
650	240,36
550	199,32
450	151,33
350	92,84
293	52,75

Das so erhaltene Temperaturentropiediagramm der *Banki*maschine habe ich mit dem der oben berechneten Spiritusmaschine zusammengezeichnet (Fig. 4). Sofort in die Augen fallend ist der Unterschied zwischen beiden,

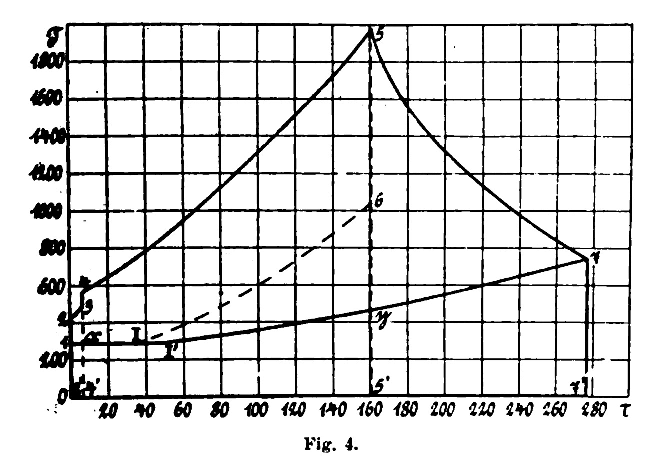


Fig. 4.

dass bei der Spiritusmaschine die Expansion isentropisch, bei der *Banki*maschine dagegen unter gewaltiger Zunahme der Entropie verläuft.

Will man aus dem Diagramm den Wirkungsgrad berechnen, so stösst man hier auf die Schwierigkeit, dass die Diagrammfläche bedeutend grösser ist als die zugeführte Wärmeenergie. In dem Diagramm der Spiritusmaschine ist zwar auch die Wärmefläche grösser als die aus der chemischen Energie entstandene Wärmeenergie, aber der Unterschied zwischen beiden, die Fläche [*2 3 4′ 2′*] ist doch noch immer als zugeführte Wärmeenergie zu bezeichnen, weil sie aus der Bewegungsenergie des Schwungrades herstammend, sich beim Uebergang auf den Zylinderinhalt in Wärmeenergie umgewandelt hat. Der Wirkungsgrad wurde berechnet, indem man diese aus Bewegungsenergie entstandene Wärmeenergie von der Arbeitsfläche der aus chemischer Energie entstandenen Wärmeenergie abzog, weil die Bewegungsenergie des Schwungrades aus dieser Arbeitsmenge herrührt, und dann das Verhältnis der so erhaltenen Differenz zu der aus chemischer Energie entstandenen Wärmeenergie bildete.

Hier ist aber die Fläche [*5 7 7′ 5′*] auf keinen Fall als zugeführte Energie zu bezeichnen. Sie ist weder aus chemischer Energie entstanden noch aus Bewegungsenergie, denn auf der Strecke $\overline{57}$ wird ja vom Motor mechanische Arbeit in Form von Bewegungsenergie nach aussen abgegeben. Es kann also keine zugeführt werden.

Man kann aber trotzdem den Wirkungsgrad aus dem Diagramm ablesen, wenn man die Fläche des Diagrammes etwas allgemeiner auffasst. Dadurch, dass während der Expansion nicht umkehrbare Vorgänge auftreten, wird die Arbeitsfähigkeit der sonst isentropisch expandierenden Heizgase heruntergezogen. Wir dürfen also annehmen, die Fläche [*5 7 7′ 5′*] sei Wärmeenergie, welche der Arbeitsfähigkeit der auf $\overline{45}$ entwickelten Wärmeenergie entzogen worden ist. Diese aus Arbeitsfähigkeit entstandene Wärmeenergie ist nun selbst wieder arbeitsfähig; ihr Arbeitswert ist gegeben durch die Fläche [*5 7 y*], welche oberhalb der Kurve $\overline{7\,I'\,I}$ der kältesten im Prozess vorkommenden Temperatur liegt.[12]) Die gesamte im Prozess geleistete Arbeit ist somit, wenn wir gleichzeitig auch die Nichtumkehrbarkeit während der Kompression ebenso berücksichtigen wie bei der Spiritusmaschine, gegeben durch die Summe

$$[4\,5\,y\,I'\,x] - [2\,3\,4'\,2'] + [1\,2\,3\,x] - [5\,7\,7'\,5'] + [5\,7\,y]$$

oder $[1\,2\,3\,4\,5\,7\,I'\,I] - [2\,3\,4'\,2'] - [5\,7\,7'\,5']$.

Daraus erhält man dann den Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{[1\,2\,3\,4\,5\,7\,I'\,I] - [2\,3\,4'\,2'] - [5\,7\,7'\,5']}{[4\,5\,5'\,4']}$$

Diesen kann man auch nicht durch Annäherung auf die gewöhnliche Form bringen, weil die Fläche [*5 7 7′ 5′*] zu gross ist gegenüber der anderen, als dass sie im Zähler und Nenner dürfte addiert werden.

Durch Planimetrieren erhält man $\eta = 0{,}329$, während der Versuch ergeben hat $\eta \cdot \eta_i\,\eta_m = 0{,}280$. Das Produkt aus dem indizierten Wirkungsgrade η_i, dem Verhältnis der indizierten zur theoretischen Arbeit und dem mechanischen Wirkungsgrade η_m, dem Verhältnis der gebremsten zur indizierten Arbeit hat somit den Wert 0,85.

Dieser Wert erscheint ja im Vergleich mit den an Gasmotoren beobachteten sehr gross, wenn man aber bedenkt, dass bei diesen oft 0,4 bis 0,5 des Heizwertes an das Kühlwasser übergeht, während hier dieser Verlust nur 0,217 beträgt, so sieht man, dass der indizierte Wirkungsgrad der *Banki*maschine jedenfalls ein sehr hoher sein wird.

Bei dem Vergleich mit früheren Resultaten an Gasmaschinen ist auch zu beachten, dass ich bei den Rechnungen die Veränderlichkeit der Molekelwärme mit der Temperatur beachtet habe, wodurch der theoretische Wirkungsgrad kleiner wird als bei Annahme konstanter Molekelwärme. Es muss somit umgekehrt der indizierte Wirkungsgrad grösser werden, weil die indizierte Arbeit unabhängig von den Molekelwärmen gemessen wird.

Wahrscheinlich ist auch bei den Versuchen mit einem

[12]) s. D. p. J. 1904, **319**, S. 113.



geringeren Luftüberschuss gearbeitet worden, so dass die Temperatur im Punkte 5 heisser sein würde. Dadurch wird die Strecke $\overline{4' 5'}$ kürzer und damit der theoretische Wirkungsgrad grösser. Auf die Temperatur im Punkt 7 wird dadurch nur ein ganz geringer Einfluss ausgeübt; denn, wenn die Zahl der Molen der Heizgase kleiner ist, so ist die durch Verdampfen derselben Wassermolenzahl bedingte Abkühlung der Heizgase grösser. Wir dürfen also wohl sagen, dass das gezeichnete Diagramm dem theoretischen Diagramm einer *Banki*maschine so ähnlich ist, dass man es dafür nehmen darf, so lange man keines mit besseren Hypothesen hat.

Solche Diagramme, welche durch nichtumkehrbare Vorgänge während der Periode der Arbeitsabgabe eine grössere Fläche aufweisen als der zugeführten Wärmeenergie entspricht, gibt unter anderen auch *Stodola* in seinen Dampfturbinen, z. B. Fig. 197, S. 255 und Fig. 24, S. 41. Namentlich das letztere ist für die von mir benutzte Auffassung der Fläche des T—τ-Diagrammes sehr beweisend, denn für dieses berechnet *Stodola* den Betrag der Reibungsarbeit, d. h. der der Arbeitsfähigkeit des Dampfes entzogenen auf Wärmemass umgerechneten Arbeit und den durch jene Reibungsarbeit entstandenen endgültigen Verlust unabhängig vom Diagramm aus den Gesetzen der Dämpfe und das Diagramm dient ihm nur dazu, seine Rechnung zu veranschaulichen.

An derselben *Banki*maschine, an welcher der eben besprochene Versuch angestellt wurde, hat wie *Güldner* (l. c.) mitteilt, auch *Eugen Meyer* Versuche angestellt. Bei denselben ist durchgängig mehr Einspritzwasser verbraucht worden als bei denen von *Jonas*. Nehmen wir auch hier wieder an, es seien auf der Kompressionskurve 1,373 Molen verdampft, so müsste während der Expansion eine grössere Anzahl verdampft sein als bei den Versuchen von *Jonas*. Die Folge davon ist, dass der Punkt 7 noch weiter nach der Seite der wachsenden Entropie rückt und die Fläche [*5 7 7' 5'*], welche von der Arbeitsfähigkeit der Heizgase abgezogen werden muss, bedeutend grösser wird. Damit wird aber auch der theoretische Wirkungsgrad kleiner. Vergleicht man die beobachteten Wirkungsgrade miteinander, so sind bei gleicher Belastung die von *Meyer* erhaltenen ganz bedeutend kleiner; in voller Uebereinstimmung mit der Theorie.

Dieser Vergleich bestätigt also, was die Theorie vorhersehen liess: Je weniger Wasser eingespritzt wird, um so mehr nähert sich der Punkt *7* dem Punkte *6*, umso grösser wird der Wirkungsgrad, d. h. das Diagramm der von mir entworfenen Spiritusmaschine ist das Ideal eines Diagrammes einer mit innerer Verdampfungskühlung während der Kompression arbeitenden Explosionsmaschine. Sollte es *Banki* gelingen, mit noch weniger Wasser auszukommen als bei den Versuchen von *Jonas*, so werden die Wirkungsgrade seiner Maschine noch weiterhin steigen; erreichen wird er aber den Wirkungsgrad meiner Maschine niemals.

Die entwickelte Theorie lässt auch leicht erkennen, warum *Banki* eigentlich nur an Benzinmaschinen Erfolg gehabt hat, während alle seine Versuche mit Petroleum und ähnlichen Brennstoffen ergebnislos verlaufen sind. Diese haben alle einen so heissen Siedepunkt, dass man sie schon vor dem Ansaugen in einer besonderen Vorrichtung verdampfen muss. Es wird also von den gewöhnlichen Petroleummaschinen ein Gemisch von Luft und Petroleumdampf angesaugt. Durch die Berührung mit der kälteren Luft wird sich zwar das Petroleum wieder zum Teil kondensieren, aber die entstehenden Tröpfchen sind klein genug, dass sie zum grössten Teil in der durch die Kondensation etwas angewärmten Luft suspendiert bleiben und dann im Zylinder durch die Kompressionswärme wieder verdampfen. Nur ein kleiner Teil wird an die Wandungen gelangen und so die bei allen Petroleummaschinen auftretende Verschmutzung des Zylinders bewirken. Wird aber, wie es bei *Banki* geschieht, in den aus Luft und Petroleumdampf bestehenden Strom während des Ansaugens noch Wasser eingespritzt, so wird dieses nicht nur die Kondensation des Petroleumdampfes beschleunigen, sondern infolge der grösseren Oberflächenspannung des Wassers werden sich die Wassertröpfchen vollständig mit einer dünnen Haut von Petroleum überziehen, so dass im Zylinder gleichsam nur grosse Tropfen von Petroleum enthalten sind und keine Wassertropfen. Das eingespritzte Wasser kann wegen des Häutchen aus Petroleum seinen Zweck, die Kompressionswärme aufzunehmen, nicht erfüllen, so dass also innere Kühlung nicht erreicht wird, vielmehr werden die, wie oben schon entwickelt, an die Wandungen gelangenden Wassertröpfchen das auf ihnen kondensierte Petroleum mit sich nehmen, so dass noch mehr Petroleum an die Wandungen gelangt, als in Motoren ohne Wasserzuführung.

Werden dagegen nach dem im ersten Teil entworfenen Prinzip die Flüssigkeiten erst dann in den Zylinder eingespritzt, nachdem die Temperatur seines Inhaltes heisser geworden ist als der dem vorhandenen Druck entsprechende Siedepunkt derselben, so kann keine Kondensation stattfinden, sondern sämtlicher eingeführte Brennstoff gelangt auch zur Verbrennung. Die nach diesem Prinzip gebauten Motoren arbeiten also nicht nur besser als die *Banki*maschinen, sondern sind auch für sämtliche flüssigen und gasförmigen Brennstoffe zu bauen.

IV. Zusammenfassung der Resultate.

1. Die Zuführung von Wasser in den Verbrennungsraum von Explosionsmaschinen ist schädlich, so lange nicht dadurch andere Vorteile erreicht werden, welche den durch die Wasserzuführung herbeigeführten Schaden mehr als ausgleichen.

2. Man muss die durch die Wasserzuführung zu erreichenden Vorteile zu erreichen suchen mit dem Minimum von Wasser.

3. Das erreicht man z. B., wenn man mit der Wasserzuführung erst beginnt, nachdem im Innern durch die Kompressionsarbeit eine Temperatur herbeigeführt ist, welche hinreichend heisser ist als der dem Druck entsprechende Siedepunkt, damit das Wasser sofort verdampft. Diese Bedingung erfordert eine Dreiteilung des Kompressionshubes, von denen der erste und dritte Teil isentropisch verlaufen, während innerhalb des zweiten eingespritzt wird.

4. Der grösste Teil des in der *Banki*maschine zugeführten Wassers verdampft während der Expansionsperiode und wirkt dadurch schädlich.

5. Das Temperaturentropiediagramm behält auch bei nichtumkehrbaren Prozessen seine Eigenschaft, dass die Fläche desselben Wärmeenergie darstellt, wenn man annimmt, dass die nicht von aussen, entweder direkt als Wärmeenergie oder durch Verwandlung aus anderen Energieformen namentlich mechanischer Arbeit, zugeführte Wärmeenergie aus dem Arbeitswert dieser zugeführten Wärmeenergie entstanden ist.

Der Zugmesser, insbesondere der Differenz-Zugmesser und sein Wert für die Feuerungskontrolle.

Von **A. Dosch.**

In der Abhandlung „Wert und Bestimmung des Kohlensäuregehaltes der Heizgase" (vergl. D. p. J. 1902, **317**, S. 773 u. ff. und 1903, **318**, S. 26 u. ff.) waren die Vorrichtungen angegeben, die in durchaus befriedigender Weise die Kenntnis der Verbrennung zulassen und die Frage der Heizerkontrolle lösen. Trotzdem scheut noch mancher Kesselbesitzer die Kosten für die Einrichtung solcher Anlagen, da sie, wenigstens für kleinere Kessel, ja im Verhältnis zu den Anlagekosten des Kessels mit Zubehör nicht unbedeutend sind. Man war daher von jeher bestrebt, besonders für kleine, aber auch, als Ergänzung zu den selbsttätig anzeigenden Kohlensäureapparaten bei grösseren Kesseln, Einrichtungen zu schaffen, welche, wenn sie auch nicht in so einwandfreier und unzweideutiger Weise wie jene Apparate, die Vorgänge in der Feuerung anzeigen, doch für sie einigermassen Ersatz leisten, dafür aber einfacher und billiger sind.

Als solche Vorrichtungen werden die Zugmesser empfohlen und zwar einerseits die gewöhnlichen Zug- oder Unterdruckmesser, andererseits die sog. Differenzzugmesser. Bei ersteren steht die eine Seite der Messflüssigkeit, der Membran usw. mit dem Innern des Feuerraumes, die andere Seite mit der atmosphärischen Luft in Verbindung und der Zugmesser stellt für diesen Fall den Ueberdruck der äusseren Luft gegenüber den Gasen im Feuerraume fest. Bei dem Differenzzugmesser stehen beide Messchenkel, bezw. beide Seiten der Membrane usw. mit den Heizgasen in Verbindung und zwar führt das eine Zuleitungsrohr nach dem Feuerraume, das andere nach dem Fuchs. Letzteres hat, damit sich die Aenderungen der Stellungen des Zugschiebers auf sein Inneres übertragen, vor dem Regulierschieber einzumünden. Durch diese Vorrichtung — den Differenzzugmesser — wird also der Unterschied der Zugstärken im Fuchs und im Feuerraume, welche letztere bei einem im Betrieb befindlichen Kessel im Durchschnitt etwa halb so gross ist, als erstere, angezeigt.

I.

Die Konstruktion der einfachen Zugmesser auch Unterdruckmesser genannt, dürfte bekannt sein; [1]) die innere Einrichtung der Differenzzugmesser ist von derjenigen der gewöhnlichen einfachen Apparate wenig verschieden, nur dass, wie bemerkt, beide Messrohre mit dem Innern der Rauchgaszüge in Verbindung stehen. Wir wollen uns daher auf die kurze Beschreibung nur zweier derartiger Differenzzugmessapparate beschränken.

Der Differenzzugmesser von *Schubert*, Zugometer genannt, gleicht äusserlich einem gewöhnlichen Manometer. Er besteht in der Hauptsache aus dem Gehäuse *a* (Fig. 1) und den an ihm befestigten Teil *b*. Zwischen beiden befindet sich die sehr dünne Membrane *c*, die durch den Teil *d*, der im Verein mit ihr eine Art Kapsel bildet, sowie den Stift *e*, welcher im Teil *b* befestigt ist, gehalten wird. Die Membran *c* überträgt nun ihre Bewegung durch die Hebelverbindung *f*, *g*, *h*, *i* auf den Zeiger *k*, der sich ausserhalb der Scheibe *l* befindet, auf der die Skala angebracht ist. Die Glasscheibe *m* schützt das Zeigerwerk vor Verschmutzung.

In das Innere des Gehäuses *a* führt das Rohr *n*, mit Absperrhahn *o*, in das Innere des Teiles *b* das Rohr *p*. Ersteres steht durch ein $^1/_4$" Rohr in Verbindung mit dem Feuerraume, letzteres mit dem Feuerzug am Ende des Kessels. Der Teil *d* erhält nun kleine Oeffnungen nach dem Raume *r*, während die Rückwand des Gehäuses *a* die Oeffnung *q* besitzt; die Membrane *c* ist also von der einen Seite dem Druck im Raume *r*, d. h. dem im Feuerzuge am Ende des Kessels herrschenden Drucke ausgesetzt, während auf die andere Seite ein Druck gleich demjenigen im Feuerraume ausgeübt wird. Die Membrane wird daher eine dem Druckunterschiede auf beiden Seiten entsprechende Abweichung aus der normalen Lage annehmen, die durch den Zeiger *k* auf der Skala angegeben wird.

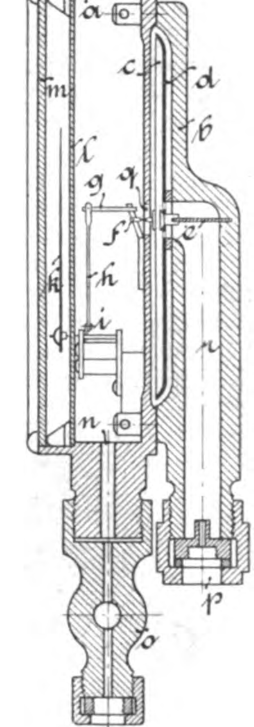


Fig. 1. Differenzzugmesser (Zugometer) von Schubert.

Infolge der geringen Kräfte, welche bei der Zugmessung an Feuerungen zur Wirkung kommen, muss die Membrane äusserst empfindlich sein, um die Angaben möglichst deutlich bezw. in grossem Masstabe erkennbar zu machen. Die Angaben werden daher zu Anfang der Ingebrauchnahme wohl genau sein, d. h. mit den wirklichen Druckverhältnissen übereinstimmen, jedoch steht es nicht ausser Zweifel, ob dies auch für die Dauer der Fall sein wird. Denn wenn schon ähnliche Instrumente mit Membrane für höheren Druck bei längerem Gebrauch an Genauigkeit zu wünschen übrig lassen, so wird diese Vermutung bei einer sehr empfindlichen Membrane wohl dieselbe Berechtigung haben.

Der Differenzzugmesser, System *Dürr-Schultze* (*G. A. Schultze*, Berlin), misst den zu bestimmenden Druckunterschied mittels Tauchglocke. Als Sperrflüssigkeit dient, um deren Verdunsten zu verhindern, gereinigtes Paraffinöl. Die innere Einrichtung dieses Apparates veranschaulicht Fig. 2.

In dem gusseisernen Gehäuse *a* befindet sich die auf Stahlspitzen ruhende und mit einem Gegengewicht ausgeglichene Glocke *g*. Der Hohlraum der Glocke *g* wird durch das Rohr *r*, das durch die Sperrflüssigkeit hindurchführt und in den Anschlusstutzen *b* gut dichtend eingeschraubt ist, mit der Leitung nach dem Fuchs bezw. nach dem Ende des Kessels verbunden. Der Raum über der Glocke steht durch ein Rohr (in der Fig. 2 nicht angegeben) mit dem Feuerraume in Verbindung.

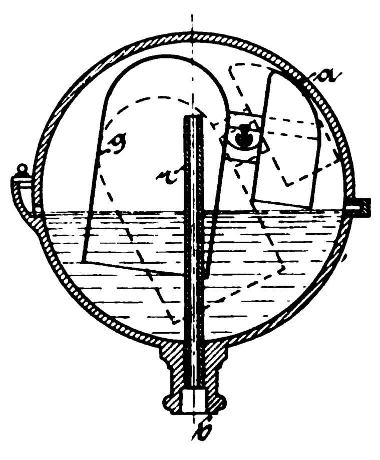


Fig. 2. Differenzzugmesser System Dürr-Schultze.

[1]) s. D. p. J. 1903, **318**, S. 225.

Im Innern der Glocke herrscht also ein Druck gleich demjenigen im letzten Feuerzuge, während der Druck im Gehäuse *a* über der Glocke dem Unterdruck im Feuerraume entspricht.

Der Unterschied beider Spannungen überträgt sich auf die Glocke *g* und diese neigt sich um so mehr, taucht um so tiefer in die Sperrflüssigkeit ein, je grösser der *Unterdruck* oder die Zugstärke innerhalb, oder je kleiner er ausserhalb der Glocke wird, d. h. je grösser sich der Unterschied der Zugstärken am Ende des Kessels und im Feuerraume ergibt. Die Neigungsbewegung der Glocke wird durch Hebel auf einen Zeiger übertragen, der den jeweiligen Wert der Zugdifferenz auf einer Skala (vergl. die Aussenansicht des Apparates, Fig. 3) angibt.

Die in Millimeter Wassersäule eingeteilte Skala ist so bemessen, dass Zehntel-Millimeter noch gut erkennbar sind. — Da der Mechanismus des Apparates sehr einfach ist, so ist er von grosser Widerstandsfähigkeit gegen Stoss, wird ferner dauernd anzeigen und seine Angaben werden stets konstant bleiben.

Die Anbringung der beiden beschriebenen Apparate ist gleich einfach.

Beide Apparate können mit einer Einrichtung versehen werden, die die jeweilige Differenzzugstärke der Zeit entsprechend aufzeichnet. Ein Instrument mit Schreibvorrichtung (System *Dürr-Schultze*) wird durch Fig. 3 dargestellt. Das Gehäuse erhält nach oben einen Aufsatz,

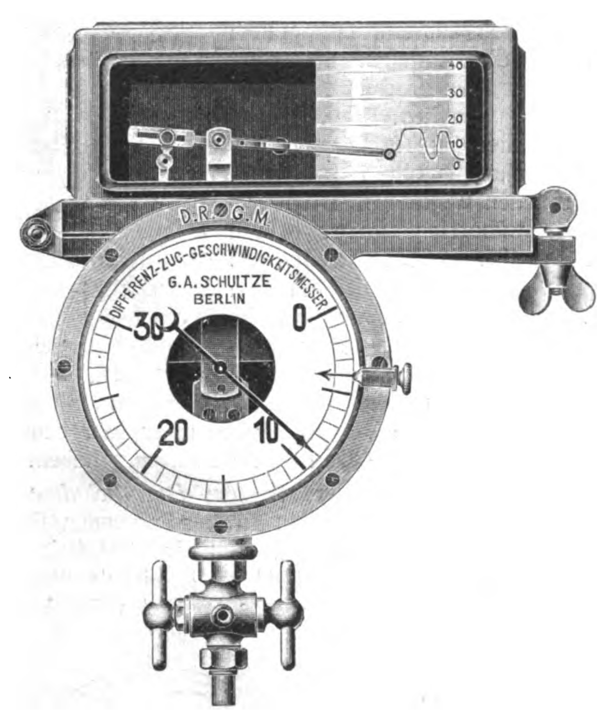


Fig. 3. Differenzzugmesser System Dürr-Schultze mit Schreibvorrichtung.

in dem das Uhrwerk mit Papiertrommel und Schreibstift, der seine Bewegung durch eine Hebelübertragung von der Glocke *g* aus erhält, untergebracht sind.

Bezüglich aller dieser Registriereinrichtungen für Zugmessapparate möge nur bemerkt sein, dass die Diagramme, da bei ihrer Aufzeichnung nur äusserst geringe Kräfte zur Wirkung gelangen, naturgemäss nicht jede kleine Aenderung in der Differenzzugstärke bemerkbar machen können. Immerhin wird die Diagrammlinie genügen, den Verlauf der Differenzzugstärke im allgemeinen erkennen zu können. Naturgemäss kann die Aufzeichnung der Zugstärke niemals den Wert für die Feuerungskontrolle erreichen, wie ihn z. B. die Bestimmung des Kohlensäuregehaltes der Gase hat; der Grund ist vor allem der, dass die Zugstärke, sei es die gewöhnliche oder der Unterdruck, oder die Differenzzugstärke, in ziemlich hohem Masse von der Kessel- bezw. von der Rostbeanspruchung abhängt, sich auch der günstigste Wert für die Zugstärke mit dieser Beanspruchung zu ändern hat. Bei den Kohlensäureapparaten weiss man dagegen aus dem von ihnen angezeigten bestimmten Wert stets, in welcher Weise die Verbrennung erfolgt, mag nun die Kessel- bezw. Rostbeanspruchung hoch oder niedrig sein.

II.

Um die Einflüsse, welche auf die beiden Apparate — den gewöhnlichen und den Differenzzugmesser — während des Betriebes einwirken, festzustellen, ist es erforderlich, auf die Vorgänge im Feuerraume und in den Zügen während der Verbrennung und die daraus resultierenden Zugveränderungen kurz einzugehen.

Bei beliebig eingestelltem Rauchschieber weist die Luft sowohl im Fuchs, als auch im Feuerraume einen bestimmten Ueberdruck gegenüber den in den Zügen strömenden Gasen auf, der durch den gewöhnlichen oder Unterdruckzugmesser angezeigt wird. Zwischen der Zugstärke im Fuchs und im Feuerraume besteht aber, wie bemerkt, in der Regel ein beträchtlicher Unterschied, der wie folgt, zustande kommt. Da die Gase, vom Feuerraum ausgehend, in den Zügen eine bestimmte Geschwindigkeit annehmen, so geht die Druckhöhe hierdurch herunter; andererseits erfahren die Gase aber an den Feuerzug- und Kesselwandungen einen Widerstand, der die Druckhöhe steigert; die algebraische Summe beider Aenderungen muss offenbar den Druckverlust vom Feuerraume nach dem Fuchse darstellen.

Der durch zunehmende Gasgeschwindigkeit entstehende Druckhöhenverlust berechnet sich aus

$$z_v = \psi \cdot \frac{v^2}{2g} \cdot \gamma,$$

wenn bedeutet v die Gasgeschwindigkeit, γ das spezifische Gewicht der Gase f. d. cbm, g die Endbeschleunigung und ψ einen Koeffizienten, dessen Grösse für unsere Betrachtung von keinem Belang ist; doch soll angenommen werden, sie verändere sich mit der Gasgeschwindigkeit nicht.

Der Verlust an Zugkraft, welcher durch Reibung an den Feuerzugwandungen entsteht, berechnet sich in ähnlicher Weise zu

$$z_w = \psi \cdot \frac{v^2}{2g} \cdot \gamma \cdot k,$$

worin ausser den genannten Grössen k einen Koeffizienten darstellt, der abhängig ist von der Länge, der Form und der Beschaffenheit der Wände der Feuerzüge; für eine bestimmte Kessel- oder Feuerungsanlage ist dieser Wert k, da ja alle auf ihn einwirkenden Momente dieselben bleiben, unveränderlich. Der gesamte Druckhöhenverlust oder die Differenz zwischen der Zugstärke z_F im Fuchs und z_R über dem Roste bezw. im Feuerraume beträgt daher

$$z_D = z_F - z_R = \psi \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \cdot \gamma (1 + k) \quad . \quad 1)$$

oder aber, falls die Zugstärke z_R im Feuerraum gesucht ist, ergibt sich diese zu:

$$z_R = z_F - \psi \frac{v^2}{2 \cdot g} \cdot \gamma \cdot (1 + k) \quad . \quad . \quad 2)$$

Diese beiden Gleichungen gestatten nun die Beurteilung der Wirkungsweise sowohl des gewöhnlichen Zugmessers (Gleichung 2), als auch derjenigen des Differenzzugmessers (Gleichung 1). Als Werte, welche sich mit der Güte der Verbrennung nicht oder nur wenig verändern werden, sind zu nennen die Grösse ψ, γ, g und k; auch die Zugstärke im Fuchs z_F wird sich — vorausge-

setzt natürlich, dass die Stellung des Zugschiebers nicht verändert wird — während des Betriebes nicht allzu sehr verändern, wenn sie auch bei anormal hohem und anormal niedrigem Kohlensäuregehalte verschiedene Werte aufweisen wird, da dann die Abgangstemperaturen der Gase verschieden sind. Immerhin muss jedoch der *Unterschied* im Kohlensäuregehalte sehr gross werden, um in der Zugstärke zum Ausdruck zu kommen, da ja, wenn die Verbrennung mit höherem Kohlensäuregehalte erfolgte, zwar γ einen höheren Wert aufweist, dagegen aber die Abgangstemperatur eine niedrigere ist und umgekehrt. Man kann daher die Zugstärke z_F im Fuchse ohne merkbaren Fehler für eine bestimmte *Rostflächenbeanspruchung* als nahezu unveränderlich annehmen.

Aus dem Gesagten nnd den Gleichungen 1) und 2) ergibt sich nun, dass sowohl die vom gewöhnlichen Zugmesser als auch die vom Differenzzugmesser angezeigten Werte im wesentlichsten von der Gasgeschwindigkeit v und, da diese selbst — bei gegebenem Zugquerschnitt — abhängig ist von der Gasmenge, von dieser beeinflusst wird. Dies geschieht in der Weise, dass der gewöhnliche Zugmesser um so kleinere Werte zeigt, je grösser die Gasmenge wird, während der Differenzzugmesser mit steigendem Gasvolumen in der Zeiteinheit auch höhere Angaben macht. In beiden Fällen kommt aber die Zusammensetzung der Gase so gut wie nicht zum Ausdruck, da zwar γ an sich betrachtet, einen gewissen Einfluss geltend machen würde, der aber dadurch wieder ganz oder teilweise aufgehoben wird, dass γ von der Temperatur abhängig ist.

Die Nutzanwendung der Zugmessapparate ist nun aus dem Vorstehenden unschwer erkennbar. Wird z. B. bei einer *periodisch beschickten* Feuerung frischer Brennstoff aufgegeben, so wird die Zugstärke unmittelbar nach dem Schliessen der Feuertür auf einen bestimmten Wert eingestellt. Mit dem Abbrande des Brennstoffes wird die Brennschicht dünner und lockerer, also luftdurchlässiger. Dies hat zur Folge, dass eine grössere Luftmenge in die Verbrennung eintritt, diese also mit höherem Luftüberschuss erfolgt, und demgemäss auch ein grösseres Gasvolumen und damit auch eine grössere Gasgeschwindigkeit entsteht. Ist dies aber der Fall, so wird nach den Gleichungen 1) und 2) der Wert

$$\psi \frac{v^2}{2g} \cdot \gamma \cdot (1 + k),$$

da v grösser wurde, alle anderen Grössen aber nahezu unverändert bleiben, offenbar grösser; dies hat zur Folge, dass gemäss Gleichung 2) die Angaben des gewöhnlichen Zugmessers kleiner, hingegen diejenigen des Differenzzugmessers, entsprechend der Gleichung 1), grösser werden. Beide Apparate zeigen also, wenn auch in entgegengesetzter Weise das allmählich erfolgende Abbrennen des Brennstoffes an. Gleichzeitig lassen ihre Angaben auch erkennen — wenn der betreffende Wert vorher ein für allemal festgestellt war — wann der Brennstoff soweit abgebrannt ist, dass frisch aufgeworfen werden muss; dies ist der Fall, sobald die Angabe des gewöhnlichen Zugmessers einen tiefsten, die Angabe des Differenzzugmessers dagegen einen höchsten Wert erreicht hat.

Das Abnehmen der Zugstärke bezw. das Zunehmen der Differenzzuganzeige im Feuerraum wird nur ganz allmählich vor sich gehen, in dem gleichen Masse, wie der Brennstoff auf dem Roste abbrennt. Da bei gleichbleibender Zugstärke im Fuchs die für die Gewichtseinheit verbrannten Brennstoffes zutretende Luftmenge mit dünner und lockerer werdenden Brennschicht immer grösser wird, so müsste die Zugstärke vom Fuchs her, um diesen grösseren Luftüberschuss zu beseitigen bezw. zu beschränken, in dem gleichen Masse verringert werden, wie der Brennstoff abbrennt. Angaben, in welchem Masse die Zugverminderung stattfinden müsste, lassen sich allgemein nicht machen, da dies von der Art und Beschaffenheit des Brennstoffes abhängig ist und nur durch Versuch ermittelt werden könnte. Sollte diese allmähliche Einschränkung der Zugkraft während des Abbrandes des Materials durch den Heizer erfolgen, so würde dies für letzteren, da die Schieberverstellungen häufiger erfolgen müssten, eine ziemliche Belastung bedeuten und grösste Aufmerksamkeit erheischen. Durch zu starke Beschränkung der Zugkraft kann sich obendrein *ein grösserer Nachteil*[2]) ergeben, als der gewonnene Vorteil durch Verringerung des Gasvolumens beträgt. Daher ist es im allgemeinen vorteilhafter, von einer Veränderung der Zugkraft während des Brennstoffabbrandes bei periodisch bedienten Feuerungen abzusehen und nur darauf zu achten, dass bei einem bestimmten niedrigsten Werte des gewöhnlichen Zugmessers bezw. bei einem höchsten Werte des Differenzzugmessers der Rost frisch beschickt wird.

Wird der Rost *nicht* periodisch, sondern *ununterbrochen beschickt*, so stellen sich die Zugverhältnisse wesentlich einfacher. Da hier genau so viel Brennstoff zugeführt wird, wie abbrennt, so kann und soll die Zugkraft während des ganzen Betriebes — vorausgesetzt, dass dieser gleichmässig ist und die Stellung des Schiebers unverändert bleibt — konstant sein und zwar sowohl die gewöhnliche als auch die Differenzzugstärke. Dies folgt auch aus den Gleichungen 1) und 2), da für den in Rede stehenden Fall das in der Zeiteinheit entstehende Gasvolumen und damit auch die Gasgeschwindigkeit unverändert bleibt.

Ist die Feuerung — gleichviel, ob periodisch oder ununterbrochen beschickt — eine Zeit lang im Betriebe, so bedeckt sich der Rost allmählich mit Verbrennungsrückständen; damit wächst der Widerstand für die zum Brennstoffe tretende Verbrennungsluft; die Folge davon ist allmähliche Abnahme der letzteren, also auch der Gasmenge. Würde der Heizer, in Verkennung der Ursache für die Zunahme der vom gewöhnlichen Zugmesser angezeigten Zugstärke, diese durch Drosseln mittels des Rauchschiebers auf die normale bringen wollen, so würde die zutretende Luftmenge nur noch kleiner werden, gleichzeitig würde der Druck, mit welchem die Luft an den Brennstoff gelangte, ebenfalls zurückgehen, woraus unvollkommene Verbrennung folgen würde. Richtigere Anleitung würde in diesem Falle der Differenzzugmesser bieten. Seine Angaben wurden, wenn die zutretende Luftmenge infolge von sich ansammelnden Rückständen kleiner wurde, und damit die Gasmenge zurück ging, kleiner. Nun soll aber der Differenzzugmesser, solange die Rostleistung nicht verändert wird, einen konstanten Wert aufweisen. Der Heizer ist daher durch die Angaben letztgenannten Apparates veranlasst, den Rauchschieber, *wie es für diesen Fall ganz richtig zu geschehen hat*, weiter aufzuziehen, bis die normale Zugdifferenz angezeigt wird. Für diesen Fall scheint also der Differenzzugmesser dem gewöhnlichen Zugmesser überlegen zu sein. Diese Ueberlegenheit ist aber in Wirklichkeit nur dann vorhanden, wenn der Heizer beim Arbeiten mit dem einfachen Zugmesser die vorherhergehenden Umstände nicht beachtete.

Schliesslich würde noch festzustellen sein, wie sich die beiden Zugmessapparate bei kleinerer oder grösserer Rostbeanspruchung, als der normalen, verhalten.

Soll die Rostleistung abnehmen, so hat die Gasmenge

[2]) Indem der Luftzutritt zu sehr beschränkt wird, wird die zutretende Luftmenge ungenügend, der Druck, mit welchem die Luft an den Brennstoff tritt, wird zu klein; die Folge davon ist ungenügendes Ausbrennen der Schlacke und Bildung unverbrannter Gase. Beide Umstände haben aber Wärmeverluste im Gefolge.



kleiner zu werden. Dies geschieht, wenn bei etwas kleinerer Schichthöhe die Zugstärke z_F im Fuchs verringert wird, denn damit wird auch die Zugstärke z_R über dem Roste kleiner. Da gleichzeitig aber auch die Gasgeschwindigkeit abnimmt, so geht auch die Zugdifferenz zurück; man hat also auch mit etwas kleinerer Angabe des Differenzzugmessers zu arbeiten. Entgegengesetzt stellen sich die Verhältnisse für grössere Rostleistung. Hier ist der Rauchschieber weiter zu öffnen und mit etwas höherer Schichthöhe zu arbeiten. Die Zugangabe z_R über dem Roste wird hierdurch ebenfalls etwas ansteigen und es ist demnach bei höherer Rostleistung mit etwas grösserer Zugstärke über dem Roste zu arbeiten. In gleicher Weise steigt auch, wenn das Gasvolumen sich vermehrt, die Gasgeschwindigkeit also zunimmt, die Angabe des Differenzzugmessers an, und es ist demnach bei Erhöhung der Rostleistung auch die Zugdifferenz zu vergrössern.

Die übrige Wirkungsweise der Apparate bleibt auch bei einer Aenderung der Rostleistung genau so, wie beschrieben. Je nach dem der Rost periodisch oder ununterbrochen beschickt wird, werden die Angaben von einer Beschickung bis zur anderen sich etwas verändern — die Angaben des gewöhnlichen Zugmessers werden kleiner, diejenigen des Differenzzugmessers grösser werden —, oder während des ganzen Betriebes konstant bleiben, abgesehen allerdings von dem Einfluss der sich allmählich auf dem Roste ansammelnden Verbrennungsrückstände.

Es ist nach dem Vorstehenden wohl möglich, bei einiger Aufmerksamkeit aus den Angaben beider Apparate einen Schluss auf die Vorgänge im Feuerraume zu ziehen und hieraus die Art der Verbrennung zu erkennen. Hierbei ist der Differenzzugmesser dem gewöhnlichen Unterdruckmesser zwar insoweit überlegen, als er die verhältnismässige Grösse des in den Feuerzügen strömenden Gasvolumens sicherer erkennen lässt, als der Unterdruckmesser, dagegen gestattet er einen untrüglichen Schluss auf die Zusammensetzung der Gase ebenso wenig als dieser.

In einem besonderen Punkte ist sogar der gewöhnliche Zug- oder Unterdruckmesser dem Differenzzugmesser überlegen; dies ist der Fall, wenn die betreffende Feuerung mit veränderlicher Rostfläche ausgeführt ist und diese zwecks Veränderung der Rostleistung verstellt wird. Es ergibt sich dann nämlich, dass der Schieber, gleichviel ob die Rostgrösse verkleinert oder vergrössert wird, stets so einzustellen ist, dass über dem Roste die günstigste *Zugstärke* vorhanden ist, wobei allerdings auf möglichst gleiche Schichthöhe zu achten ist. Hierbei ist der Brennstoff stets dem gleichen Druck der Luft ausgesetzt und die Verbrennung muss daher stets gleich günstig erfolgen. (Schluss folgt).

Neuerungen auf dem Gebiete der drahtlosen Telegraphie.

Von Ingenieur **Adolf Prasch**, Wien.

(Fortsetzung von S. 79 d. Bd.)

Die Anordnungen von Lee de Forest-Smythe zur Erzielung einer abgestimmten Funkentelegraphie. Die grossen Erfolge, welche *Lee de Forest-Smythe* mit seinem Systeme der nichtabgestimmten Funkentelegraphie (s. D. p. J. 1903, **318**, S. 328) zu verzeichnen hatte, sind ausschliesslich der grossen Empfindlichkeit seines auf elektrolytischen Wirkungen beruhenden Wellenempfängers zu danken, da seine Systeme sich sonst nur in einigen unwesentlichen Punkten von der ursprünglichen nichtabgestimmten Einrichtung *Marconis* unterscheidet.

Den Ausgangspunkt seiner Untersuchungen bildete das bekannte *Lecher*sche Schwingungssystem, welches dem Wesen nach aus zwei parallelen Drähten gleicher Länge besteht, die an dem einen Ende mit einer Vorrichtung zur Erzeugung sehr schneller elektrischer Schwingungen in Verbindung stehen. Die Länge der stationären oder stehenden elektrischen Wellen entspricht einem Viertteil der Drahtlänge oder einem ungeraden Vielfachen derselben. Man hat daher in dem *Lecher*schen Systeme einen sehr wenig gedämpften Schwingungskreis von ausgesprochener Resonanz, der eine ganz bestimmte Eigenschwingungsperiode hat und sich gegen Schwingungen mit anderer Periodenzahl nahezu unempfindlich erweist. Ausserdem werden mit stehenden Wellen viel höhere Potentiale erreicht, als dies auf anderem Wege möglich ist.

Diese Eigenschaft des *Lecher*schen Schwingungssystemes hat sich nun *Lee de Forest* zunutze gemacht und ein System der Funkentelegraphie aufgebaut, bei welchem er diesen Schwingungskreis mit einem stark gedämpften Schwingungskreis in entsprechender Weise in Verbindung bringt. Der *Lecher*sche Schwingungskreis bildet hierbei das Energiereservoir, von welchem die Energie nach Bedarf an den ausstrahlenden Kreis abgegeben wird.

Die Sende-Anordnung (Fig. 10) beruht ganz einfach darauf, dass an einer bestimmten Stelle einer der parallelen Drähte als Luftleiter senkrecht nach oben, der andere nach abwärts gebogen und mit der Erde verbunden wird. Die Länge der Drähte bis zu den Knickungspunkten *A*, *B* beträgt hierbei genau eine halbe Wellenlänge. Die elektrische Energie wird auf dieses System durch ein Induktorium *J* übertragen und ist die Funkenstrecke *F* zwischen der Kapazität *K* und der Sekundären des Induktoriums eingebaut.

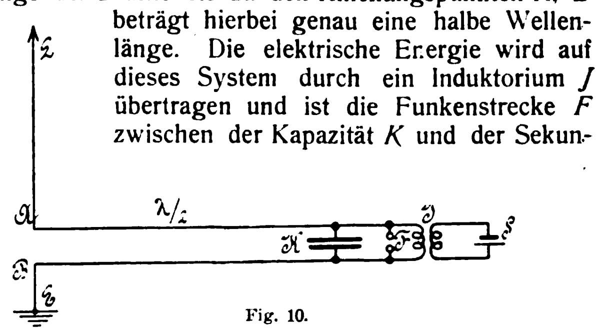


Fig. 10.

Die Einrichtung der Empfangsstelle (Fig. 11) ist in ähnlicher Weise angeordnet, nur tritt an Stelle des Kondensators *K* der Wellenanzeiger *W*, als welcher nach wie vor der als „Responder" bezeichnete Gegenfritter verwendet wird.

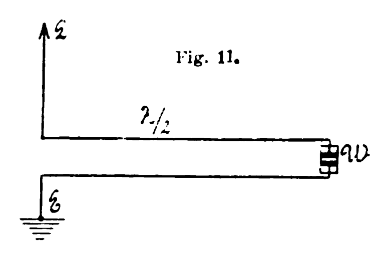


Fig. 11.

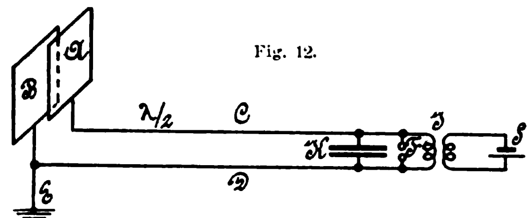
Wird der Kondensator der Sendeanordnung auf das Funkenpotentiale geladen, so entsteht eine Entladung, die in den beiden parallelen Drähten elektrische Schwingungen hervorruft. Ein Teil der auf diese Weise übertragenen Energie wird an den Punkten *A* und *B* reflektriert und gibt zu stehenden Schwingungen Anlass, während der andere Teil der Energie in den senkrechten Luftdraht übertritt und von dort in den Raum ausstrahlt.

Wiewohl sich nun dieses System in seinen Wirkungen von der *Braun*schen Anordnung kaum unterscheidet



so weist es den Vorzug auf, dass seine Konstanten leicht berechnet und geregelt werden können, so dass sich die Abmessungen, um bestimmte Ergebnisse zu erreichen, im Vornhinein genau bestimmen lassen.

Eine andere Anordnung des Senders zeigt Fig. 12. Hier ist zwar auch der eine der beiden parallelen Drähte geerdet, aber ausserdem werden an den Drähten in senk-


Fig. 12.

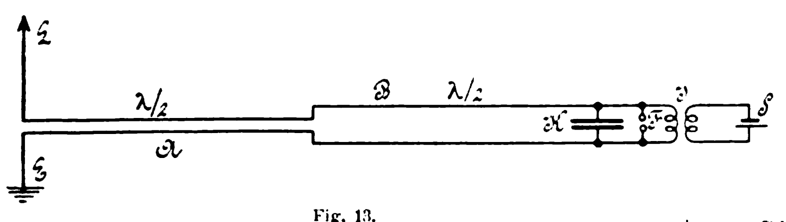
rechter Richtung die Platten *A B* angefügt, die den Luftdraht ersetzen. Diese Platten liegen mit ihren Flächen sehr nahe und parallel zueinander und können gemeinsam im Kreise nach allen Richtungen verdreht werden. Durch diese Anordnung wird der grösste Teil der Energie in dem Felde zwischen den beiden Platten konzentriert.

Die stärkste Wellenausstrahlung geht wegen der Erdung der Platte *B* von der Platte *A* aus, und zwar von deren Aussenfläche, da die Platte *B* die von der Innenfläche von *A* ausgehenden Kraftlinien zu absorbieren trachtet.

Die Fortpflanzung der Wellen in den Raum wird daher hauptsächlich in der Senkrechten zur Aussenfläche der Platte *A* stattfinden, so dass sich die Wellen bis zu einem gewissen Grade in eine bestimmte Richtung lenken lassen und für andere Richtungen nahezu unwirksam werden.

Die langen gerade gestreckten parallelen Drähte erweisen sich jedoch für den praktischen Gebrauch als äusserst unbequem. Nach den Untersuchungen von *Forest* erleiden ihre Wirkungen keine bemerkenswerten Aenderungen, wenn sie isoliert und miteinander in nicht zu steilen Windungen verseilt und sodann auf eine Rolle aufgespult werden. Hierdurch wird nicht nur an Platz gespart, sondern auch der Transport der Einrichtung wesentlich erleichtert.

Die Anordnung des *Lecher*schen Systemes für diese Zwecke ermöglicht es ferner, das Potentiale durch eine sehr einfache Anordnung zu erhöhen oder zu erniedrigen. Es beruht dies darauf, dass die wechselseitige Induktion der parallelen Drähte umsomehr verringert wird, je näher die Drähte zueinander gebracht werden, in welchem Falle aber auch die Kapazität des Systemes sich entsprechend erhöht. Schliesst man nun (Fig. 13) an ein System *B* solcher Drähte von der halben Wellenlänge, ein zweites System *A* von der gleichen Schwingungsperiode an, deren


Fig. 13.

gegenseitige Entfernung jedoch kleiner ist, so nimmt dieses System die Schwingungen in bezug auf die Periode ohne weiteres auf. Die Wellen werden jedoch auf ein höheres Potential transformiert, wobei die korrespondierende Stromstärke naturgemäss eine proportionale Abschwächung erleidet. Der gleiche Zweck kann auch durch Verwendung verschiedener dielektrischer Substanzen für die beiden angeschlossenen Systeme erreicht werden. Am wirksamsten wird sich jedoch eine Vereinigung beider Methoden erweisen. Um eine weitere Erhöhung der Selbstinduktion in einem der Systeme zu erreichen, werden Induktionsspulen entsprechender Impedanz an geeigneten Punkten zwischen die parallelen Drähte eingeschaltet.

Bedingung für gutes Wirken dieser Einrichtungen ist, dass jede Sektion des *Lecher*schen Systemes von der halben Länge jener Wellen ist, auf deren Periode die erste Sektion der Gesamteinrichtung abgestimmt ist.

Das System der drahtlosen Telegraphie von Stone. Zur Erzielung einer wahlweisen drahtlosen Telegraphie ist es unbedingt erforderlich, dass von dem Sendeapparat nur harmonische Wellen einer genau bestimmten Periode entsendet werden, und dass der Empfangsapparat einzig und allein auf Wellen dieser Periode anspricht. Es ist nun eine bekannte Tatsache, dass jeder einzelne Kreis, in welchem Kapazität und Selbstinduktion vorhanden ist, eine ganz bestimmte elektrische Schwingungsperiode hat. Wirken auf einen solchen Kreis elektromotorische Kräfte verschiedener Periode ein, unter welchen eine der Schwingungsperiode des Kreises entspricht, so zeigt sich, dass der durch elektromotorische Kraft der gleichen Periode hervorgerufene Strom stärker, der den elektromotorischen Kräften ungleicher Periode entsprechende Strom hingegen zum grossen Teile unterdrückt wird.

Auf Grund dieser Erscheinung lässt sich sozusagen eine Filtration der Perioden durchführen, wie solche durch elektromotorische Kräfte verschiedener Periode in einem solchen Kreise auftreten. Hierzu wird der erste Stromkreis in induktive Beziehung zu einem zweiten Stromkreise der genau gleichen natürlichen Eigenschwingungsperiode gebracht. Die Einwirkung der elektromotorischen Kräfte verschiedener Periode, welche bereits im ersten Kreise grossenteils unterdrückt wird, findet im zweiten Kreise wieder eine bedeutende Abschwächung und gelangt man endlich durch induktive Verkoppelung weiterer solcher Kreise dazu, im letzten Kreise nur Schwingungen einer Periode, oder das was man als eine einfache harmonische Welle bezeichnet, zu erhalten. Allerdings darf hierbei der Einfluss der wechselseitigen Induktion, welcher die natürliche Periode der einzelnen Kreise ändert, nicht vernachlässigt werden. Diese Einwirkung ist aber dann unbedeutend, wenn das Produkt der Selbstinduktionen der einzelnen Kreise im Verhältnis zum Quadrate der wechselseitigen Induktion (*M*) sehr gross ist.

Fig. 14.

Die von *Stone* für diese Zwecke geschaffene Anordnung für den Sender *S* (Fig. 14) besteht aus dem primaren Kreise *I* mit der Stromquelle *b*, dem Zeichengeber

Z, dem Unterbrecher U und der primären Windung p des Transformators T, und einem zur Vermeidung einer Rückwirkung auf die Stromquelle parallel geschalteten Kondensator K. Mit diesem Kreise ist der Sekundärkreis II durch die Sekundäre s des Transformators T induktiv verbunden. In ihm befindet sich die Funkenstrecke f, die Kapazität K_1 und die Induktanz L und ausserdem die Primärwindung p_1 des Transformators T_1. Wenn eine Entladung über die Funkenstrecke f stattfindet, entstehen vom Kondensator K_1 aus in dem Kreise f K_1 L p_1 oszillatorische Schwingungen, deren Periode von dem Werte der Kapazität K_1 und der Selbstinduktion L abhängig ist. Der in induktiver Abhängigkeit von diesem Kreise stehende Kreis III von der gleichen Schwingungsperiode nimmt die übertragenen Schwingungen auf und überträgt sie vermittels des Transformators T_2 auf den Luftdraht A, dessen Schwingungsperiode durch die Kapazität K_3 und die Induktanz L_2 entsprechend reguliert werden kann. Bei diesen Uebertragungen von einem Schwingungskreise auf den anderen findet nun die Ausscheidung aller nicht mit der natürlichen Schwingungsperiode übereinstimmenden Schwingungen statt.

Die Spulen p_1 p_2, s_1 s_2 bestehen aus nur wenigen, höchstens 20 Windungen und sind um einen hölzernen Rahmen von annähernd 18 cm im Quadrat gelegt. Der Abstand der einzelnen Spulen beträgt annähernd 8—9 mm. Die Selbstinduktionen L und L_1 in diesen Kreisen sind so gewählt, dass die Bedingung L_1 $L_2 > M_2$ erfüllt ist. Wiewohl dieselben tatsächlich unmessbar klein sind, so lässt sich ihr Wert dennoch aus den Abmessungen berechnen. Selbstredend kann die Zahl der Zwischenkreise s_1 K_2 L_1 p_2, um die Wellen noch weiter zu reinigen, vergrössert werden, doch haben die Versuche ergeben, dass dies nicht nötig ist.

Mit dieser Anordnung werden in dem ununterbrochenen vertikalen Leiter einfache harmonische Schwingungen von einer gleichbleibenden bestimmten Periode erregt, welche wieder Veranlassung zur Ausstrahlung elektromagnetischer Wellen gleicher Eigenschaft geben. Durch entsprechende Aenderung der Werte von K_1 L, K_2 L_1 und K_3 L_2 lässt sich die Periode dieser Schwingungen nach Bedarf ändern, doch ist es Bedingung, dass das Produkt K_1 L gleich dem Produkte K_2 L_1 ist.

Ist ein Resonanzkreis, also ein Kreis mit konzentrierter Kapazität und Selbstinduktion, in induktiver Beziehung zu einem Stromkreis, welcher durch eine wechselnde elektromotorische Kraft in Schwingungen versetzt wird, so entsteht in ihm ein scharfes Maximum des Stromes, wenn die Schwingungsperiode des zweiten Kreises mit der Eigenschwingungsperiode des Resonanzkreises übereinstimmt. Ist die aufgezwungene Schwingung nicht eine einfache harmonische, sondern sind ihr Schwingungen höherer Periode beigemengt, so tritt dieses Maximum nicht so scharf auf, und machen sich auch Teile der höheren Impulse im Resonanzkreis geltend.

Ebenso werden auch einfache Wellen verschiedener Periode dem Resonanzkreis Schwingungen aufzwingen. Um nun diesem Uebelstande für die Empfangseinrichtung zu begegnen und zu verhindern, dass Impulse ungleicher Periode den Empfänger beeinflussen, wird in ganz ähnlicher Weise wie beim Sender, jedoch in umgekehrter Reihenfolge, ein zweiter Resonanzkreis, welcher auf die gleiche Periode abgestimmt ist, mit dem ersten Resonanzkreis induktiv verbunden. Es findet hierbei ebenfalls eine Filtrierung der Wellen statt, so dass der Empfänger nur auf Wellen einer bestimmten Periode ansprechen wird. In E (Fig. 14), welches die Empfangseinrichtung schematisch darstellt, ist der Auffangedraht A durch die Primäre p des Transformators T mit dem Resonanzkreis I induktiv verbunden. In diesem Kreise befindet sich die sekundäre s von T, die primäre p_1 von T_1, ferner die Kapazität K und die Induktanz L. Dieser Resonanzkreis steht nun durch T_1 mit dem auf die gleiche Periode abgestimmten Resonanzkreise II in induktiver Beziehung. In denselben sind die sekundäre s_1, die beiden Kapazitäten K_1 und K_2 und die Induktanz L_1 eingeschaltet. In Abzweigung zu dem Kondensator K_2 ist der eigentliche Empfangskreis mit der Stromquelle b_1, dem Fritter F und dem Relais R angelegt.

Die gute Wirkung dieser Einrichtung hängt hauptsächlich von der Schärfe der Resonanzkurve ab. Durch eingehende Untersuchungen ist nun erwiesen, dass das Vorhandensein von Hysteresis in einem der Kreise die Wirkung aufhebt und das System unbrauchbar macht. Es muss daher bei Konstruktion dieser Kreise jeder Hysteresisverlust ängstlich vermieden werden, was auch vollkommen gelungen ist. Die dielektrische Hysteresis, die gleichfalls nachteilig einwirkt, wurde durch Verwendung von Luftkondensatoren beseitigt.

Aus weiteren Untersuchungen ging hervor, dass der einer Funkenentladung entstammende Wellenzug hinreichend lange andauert, um im Empfangskreise volle Resonanz hervorzurufen.

Die Wirkung dieses Systemes wurde zwischen zwei in Cambridge ungefähr 500 m voneinander entfernten Stationen und einer dritten annähernd 19 km entfernten Station in Lynn ausgeprobt und zeigte sich, dass die Abstimmung eine sehr gute war. Eine Aenderung der Periode um 10 v. H. machte den Empfang absolut unmöglich. Sehr nahe der Aufnahmestelle in Lynn verlaufende Oberleitungsdrähte der Strassenbahnen übten keinerlei Wirkung auf den Empfang aus.

Als Wellenempfänger wird ein Fritter verwendet, welcher sich jedoch wegen seiner wechselnden Empfindlichkeit für Zwecke der wahlweisen Telegraphie wenig eignet.

Ein Vergleich dieser Anordnung mit jener *Marconis*, wie solche für die Fernübertragung verwendet wird, zeigt beinahe vollständige Uebereinstimmung. Der einzige Unterschied bei *Marconi* besteht darin, dass er in dem zweiten Resonanzkreise gleichfalls eine Funkenstrecke anordnet.

In der Wirkung zeigen sich insofern Unterschiede, als bei *Stone* durch den zweiten Kreis eine Filtrierung der Wellen stattfindet, während bei *Marconi* die durch die Funkenstrecke erzeugten Nebenwellen fast ungeschwächt auf den Luftleiter übertragen werden.

(Fortsetzung folgt.)

Kleinere Mitteilungen.

Dreileiter-Systeme.

In No. 17 des „Electrical World and Engineer" vom 31. Oktober 1904 veröffentlicht *F. Hardie Jeannin* einen längeren Aufsatz über Dreileiter-Systeme, dessen interessanteste Teile hier wiedergegeben werden sollen. Die erste Einführung des Dreileiter-Systems stammt bekanntlich von *Edison*, der zwei hintereinandergeschaltete Dynamomaschinen an die beiden Aussenleiter anschloss, und den sogen. Nulleiter an den Verbindungspunkt der beiden Maschinen legte. In Fig. 1 ist diese Methode, welche zwei ganz gleich grosse und für die gleiche Spannung gebaute Gleichstrommaschinen voraussetzt, schematisch dargestellt. Die



Belastung soll nach Möglichkeit auf die beiden Maschinen gleichmässig verteilt sein, damit der im Mittelleiter fliessende Differenzstrom möglichst klein ist. Wird die Belastung in L' (Fig. 1) grösser als die Belastung in L, dann muss die Mehrlast von der

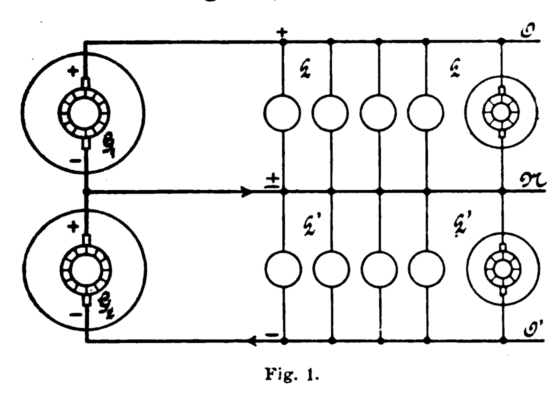


Fig. 1.

Maschine G_2 geliefert werden und der Extrastrom fliesst durch den Mittelleiter zur Maschine zurück. Die Spannung in jedem Teilsystem wird durch Regulierung der betreffenden Maschine aufrecht erhalten, wozu man heutigen Tages alle möglichen Hilfsapparate, die diese Regulierung selbsttätig besorgen, verwenden kann.

Aus diesem einfachsten System lassen sich alle möglichen Variationen ableiten, von denen hier nur die wichtigsten erwähnt werden sollen. Wenn aus irgend einem Grunde die Aufstellung von zwei gleich grossen Maschinen untunlich ist, so kann man sich durch ein Verfahren helfen, das in Fig. 2 wiedergegeben ist. Hier hat man nur eine grosse Maschine, welche die volle Spannung der beiden Aussenleiter liefert sowie die gesamte Belastung $L + L'$. Um sich nun einen neutralen Punkt zu verschaffen, an den der Mittelleiter angeschlossen werden kann, werden zwei kleine Maschinen m_g und M_g verwendet, deren Anker auf derselben Achse befestigt ist, oder die mechanisch gekuppelt und elektrisch hintereinander zwischen die beiden Aussenleiter geschaltet sind. Der Nulleiter ist an die Verbindung der beiden Maschinen, welche den neutralen Punkt darstellt, gelegt. Ist die Belastung der beiden Hälften L und L' ganz gleich, dann laufen die beiden Maschinen m_g und M_g leer, ohne jede Belastung als Nebenschlussmotoren. Wird aber die eine Hälfte, etwa L', stärker belastet als die andere, d. h. wird der Widerstand W' der Seite L' verringert, so wird ohne Mittelleiter die Spannung in dieser Seite fallen, entsprechend auf der anderen Seite steigen, denn der Strom ist von dem Gesamtwiderstand $W + W'$ abhängig $\left(J = \frac{E}{W + W'}\right)$, die Spannung jeder Hälfte aber nur von ihrem Widerstand $\left(E_{L'} = J \cdot w' = \frac{E\, w'}{W + W'}\right)$, die Spannung zwischen den Aussenleitern aber wird konstant gehalten.

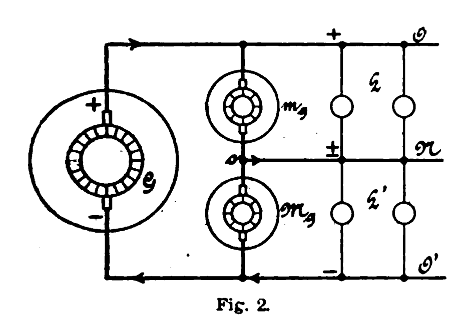


Fig. 2.

Wenn nun auf der Seite L die Spannung steigt, so wird die Maschine m_g höhere Tourenzahl annehmen und die mit ihr gekuppelte Maschine M_g als Generator antreiben und so auch in L' die Spannung erhöhen, während infolge der Mehrbelastung durch den Motor m_g die Spannung in L zurückgeht, bis Gleichgewicht eingetreten ist. Die Stromlieferung für die mehrbelastete Seite L' geschieht auf doppelte Weise, einmal durch den Strom des Motors m_g und dann durch den Strom, den der Generator M_g in das Netz L' liefert. Da die unsymmetrische Belastung, wie man sieht, auf die beiden Maschinen m_g und M_g verteilt wird, so kann bei einer einigermassen geschickten Berechnung des Leitungsnetzes die Gesamtlast so verteilt werden, dass die grössten Ungleichförmigkeiten einen bestimmten Betrag nicht überschreiten, so dass die Grösse dieser Maschinen in bescheidenen Grenzen bleiben kann.

Will man ohne jede weitere Maschine mit nur einem Generator auskommen, so bleibt der Ausweg, dass man eine Art von rotierenden Umformern verwendet, d. h. Maschinen, die ausser dem Kollektor zur Abnahme des Gleichstromes noch zwei oder mehr Schleifringe besitzen, die mit symmetrisch gelegenen Punkten der Ankerwicklung verbunden sind und zur Entnahme von ein- oder mehrphasigen Wechselströmen dienen. In Fig. 3 ist der einfachste Fall schematisch dargestellt. Die Maschine G liefert durch den Kommutator C Gleichstrom in die beiden Aussenleiter O und O'. Der von den beiden Schleifringen c abgenommene Wechselstrom durchfliesst die Induktionsspule R, deren induktiver Widerstand eine solche Grösse hat, dass der Wechselstrom nur in einer ganz bescheidenen Grösse auftritt, während anderseits der ohmsche Widerstand sehr klein bleibt. An die Mitte dieser Spule ist der Mittelleiter N angeschlossen. Wenn nun infolge unsymmetrischer Belastung der beiden Hälften L und L' der Nulleiter einen Extrastrom führt, so fliesst dieser als Gleichstrom unbehindert und ohne beträchtlichen Spannungsabfall durch den kleinen ohmschen Widerstand der Spule R zur Maschine G zurück. Der Nachteil dieses Systems liegt darin, dass bei ungleichförmiger Belastung die Spannung in den einzelnen Hälften nicht reguliert werden kann; in der stärker belasteten Seite wird durch den grösseren Spannungsabfall die Spannung sinken, trotzdem die Maschine auf konstante Spannung reguliert wird. Scheut man sich die Kosten der grossen Maschine durch die besondere Ausrüstung mit Schleifringen zu erhöhen, so kann man, wie es in Fig. 3 durch gestrichelte Linien angedeutet ist, zu einer normalen Gleichstrommaschine einen kleinen rotierenden Umformer parallel schalten, der denselben Dienst, einen neutralen Punkt zu schaffen, versieht und ausserdem noch den Vorteil bietet, dass er bei höherer Tourenzahl betrieben werden kann, so dass bei der grösseren Periodenzahl die Grösse der Induktionsspule verringert werden kann.

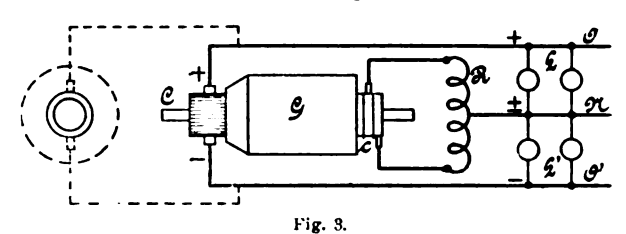


Fig. 3.

Die Induktionsspule R kann man auch durch einen Transformator ersetzen, und je nachdem man nun zwei, drei oder vier Schleifringe verwendet und dazu dem Transformator alle möglichen Schaltungsarten gibt, kann man eine grosse Reihe von Möglichkeiten schaffen, von denen vielleicht die eine oder andere kleine reelle oder eingebildete Vorteile besitzt, die aber alle in dem allgemeinen Prinzip enthalten sind.

Eine interessante Anwendung eines dieser Systeme wurde von der *General Electric Company* für eine Anlage in Südafrika ausgeführt. Dieses System möge durch Fig. 4 schematisch wiedergegeben werden. G_1 ist eine Gleichstrommaschine mit 50 Volt Spannung; dieselbe ist in Serie geschaltet mit einer zweiten, entsprechend grösseren Maschine G_2 von 150 Volt Spannung, die ausser dem Kollektor noch vier Schleifringe besitzt. C ist ein Spannungsteiler, mit dessen neutralem Punkt o' der eine Nulleiter N' verbunden ist, während ein zweiter Mittelleiter N bei o an die Leitung zwischen den beiden Maschinen angeschlossen ist. Die beiden Aussenleiter sind O und O'. Die Anlage, bei der dieses System in Anwendung kam, enthält viele Motoren, die häufig angelassen werden müssen und bei den verschiedensten Tourenzahlen arbeiten sollen. Das geschieht, indem man die Motoren an die fünf Spannungen legt, die man, wie aus der Figur ersichtlich, zur Verfügung hat: 1. 50 Volt — Maschine G_1. 2. 75 Volt — eine Hälfte von Maschine G_2. 3. 125 Volt —

Maschine G_1 + eine Hälfte von Maschine G_2. 4. 150 Volt — Maschine G_2. 5. 200 Volt — Gesamtspannung zwischen den

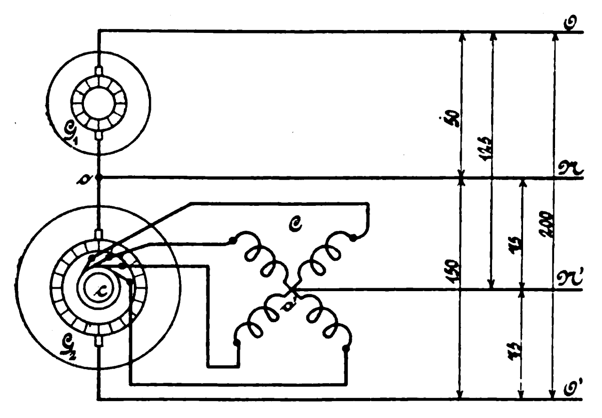


Fig. 4.

Aussenleitern. Das Feld der Motoren wird natürlich konstant erregt, und zwar ist dieses an die Aussenleiter angeschlossen.

In Fig. 5 möge endlich noch ein Mittel angedeutet werden, mit Hilfe dessen der Spannungsabfall auf der stärker belasteten Seite kompensiert werden kann. Die Zeichnung ist rein schematisch und sind alle Hilfsapparate weggelassen. Der Grundgedanke ist der folgende: Die unsymmetrische Spannung infolge der ungleichen Belastung wirkt derartig auf einen Hilfsapparat ein, dass zwei auf dem Spannungsteiler verschiebliche Punkte p und q proportional der Spannungsdifferenz von dem neutralen Punkte o entfernt werden. Bei gleicher Spannung in den beiden Hälften fallen die beiden Punkte mit dem neutralen Punkte zusammen und bei dem Uebergang der grösseren Belastung von der einen Seite des Netzes auf die andere vertauschen sie ihren Platz. Sowie also ungleichförmige Spannung auftritt, wird durch die beiden Bürsten bei p und q ein Wechselstrom dem Spannungsteiler ent-

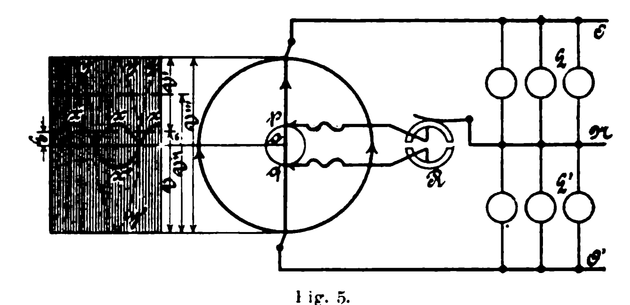


Fig. 5.

nommen (in der Figur mit $x\ x'\ x$ graphisch aufgezeichnet), dessen maximale Spannung der Grösse der Entfernung der beiden Punkte und damit der Spannungsdifferenz entspricht. Mit Hilfe eines eingeschalteten Stromwenders R wird dieser Wechselstrom in einen pulsierenden Gleichstrom ($x\ x\ x$) umgewandelt, dessen mittlere Spannung durch E gegeben ist. Diese Spannung addiert sich zu der Spannung der stärker belasteten Hälfte und hebt so den Spannungsabfall auf. Ist z. B. V''' die Spannung zwischen den beiden Aussenleitern, und ist L' stärker belastet, so wird die Spannung in L' zu $V' = \frac{V'''}{2} + E$ und entsprechend die Spannung in L zu $V' = \frac{V'''}{2} - E$.

Bücherschau.

Dr. J. Fricks Physikalische Technik von *Otto Lehmann*. Braunschweig, 1904. Friedr. Vieweg & Sohn.

Der vorliegende erste Teil des ersten Bandes enthält die Beschreibung des Institutes in bezug auf seinen Bau und seine Ausstattung, also Gebäude, grosses Auditorium, Vorbereitungszimmer, kleines Auditorium, Sammlungs- und Verwaltungsräume und Räume für Mechaniker und Diener.

Zugrunde gelegt ist im allgemeinen das physikalische Institut einer Universität oder technischen Hochschule; doch ist, wo es nötig erschien, auch auf Mittelschulen und einfachste Volksschulen Rücksicht genommen.

Die im letzten Kapitel beschriebenen Räume für Mechaniker und Diener sind aber wohl selbst für physikalische Institute technischer Hochschulen etwas sehr reichlich ausgestattet. Da jedoch jeder Leiter eines solchen Institutes seine besonderen Neigungen hat, so wird sich der eine dieses, der andere jenes aus dieser grossen Menge auswählen. „Wer vieles bringt, bringt manchem etwas."

Von allgemeiner Bedeutung sind sowohl die Vorrede wie das erste Kapitel. In der Vorrede bespricht Verfasser, was im Buche aufgenommen werden soll. „Natürlich was wichtig ist; aber was ist wichtig?" Da hat man verschiedene Prinzipien, nach denen man diese Frage beantwortet: das konservative, das philosophische, das technische, das Modeprinzip — „Irgend eine Neuigkeit, die zufällig den Weg in die Presse gefunden, gibt dem Lehrer Veranlassung, sofort den entsprechenden Apparat zu beschaffen, und das Kabinett füllt sich statt mit brauchbaren, wohl durchgearbeiteten Unterrichtsapparaten mit Erstlingskonstruktionen, die bald ihren Wert verlieren" — und das Gewohnheitsprinzip. Im ersten Kapitel des Textes selbst begründet Verfasser, warum er von Demonstrationsapparaten verlangt, dass sie gross und einfach sein müssen; warum das Auditorium möglichst einfach ausgestattet sein soll, und warum die Apparate nicht vor der Stunde auf dem Experimentiertisch aufgebaut, sondern erst unmittelbar vor ihrem Gebrauch aus dem Vorbereitungszimmer herbeigeschafft werden sollen. Letztere Massregel wird, wie Verfasser selbst zugibt, nicht allseitig anerkannt werden.

Nicht nur in der Vorrede, sondern auch als Fussnoten zu fast jedem einzelnen Apparat und Werkzeug finden sich eine ganze Reihe von Bezugsquellen angegeben. Im Anhange des Buches haben eine grosse Reihe von Firmen Anzeigen ihrer Fabrikate abdrucken lassen.

Der Vorschlag, auf das Schaltbrett der elektrischen Anlage die elektrischen Maschinen mit ihren Verbindungen abzubilden, so dass man sofort erkennt, zu welchem Teil eine Leitung führt, erscheint mir so praktisch, dass ich ihn hier ganz besonders hervorheben möchte.

Wohl nur durch ein Versehen ist empfohlen worden, für das Gebäude des Institutes ein Gerippe aus Eisen herstellen zu lassen, welches dann durch wärme- und schalldichte Wände ausgefüllt wird. Dadurch würde ja ein grosser Teil magnetischer Versuche vollständig unmöglich gemacht werden.

Das Buch wird sich in dieser siebenten Auflage zu den alten Freunden sicherlich viele neue erwerben.

Dr. *K. Schr.*

Zuschriften an die Redaktion!

(Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion).

Bemerkungen zu dem Aufsatz in Heft 48—50, 1904, über: Allgemeine Betrachtungen über Krane und einige dazu gehörige Konstruktionen.

Am Schluss des interessanten Aufsatzes des Herrn *H. Rieche*, Kassel, in Heft 50 Ihres geschätzten Blattes vom 10. Dezember 1904, betitelt: „Allgemeine Betrachtungen über Krane und einige dazu gehörige Konstruktionen" sind die Vor- und Nachteile einiger bekannter Anordnungen zum Senken der Last, sowie ein weiterer Vorschlag für denselben Zweck erläutert. Zu diesem Teil des Aufsatzes erlaubt sich der Unterzeichnete einige Bemerkungen zu machen. Herr *Rieche* behandelt im wesentlichen drei bekannte Bremsen und findet bei denselben folgende Eigenschaften:

1. Die *Weston*-Bremse. Dieselbe lässt nur Senkgeschwindigkeiten entsprechend der Tourenzahl des Motors zu. Der Stromverbrauch zur Senkbewegung ist ziemlich bedeutend.
2. Die elektromechanische Halte- und Senkbremse. Dieselbe besteht aus einer mechanischen Bremse, die durch



einen Hauptstrommagneten gelüftet wird, welcher in den Betriebspausen die Bremse voll einfallen lässt, während des Senkens aber die Bremse nur so weit entlasten soll, dass die Last zwar mit erheblicher Geschwindigkeit abgehen, der Motor aber nicht durchgehen kann. Die Senkgeschwindigkeit lässt sich durch den Anlasswiderstand ändern. Der Stromverbrauch beim Senken ist ebenfalls bedeutend.

3. Die Senkbremsschaltung. Bei dieser arbeitet der Motor während der Senkbewegung als Generator, die Haltebremse wird durch einen Nebenschlussmagnet gelüftet. Der Stromverbrauch zum Senken beschränk sich auf den Bedarf des Elektromagneten un ! des evtl Stromstosses für den leeren Haken. Die Senkgeschwin digkeit kann in beliebigen Grenzen geregelt werden. Die Last fällt, bevor der Motor als Dynamo arbeitet und dementsprechend bremsend wirken kann, einige Zentimeter frei.

ad 1. Dem ungünstigen Urteil über die *Weston*bremse kann der Unterzeichnete nur zustimmen und möchte noch hinzufügen, dass die Abnutzung der *Weston*bremse eine ganz erhebliche ist. Da nämlich dem Motor beim Senken noch Strom zugeführt werden muss, um die sich selbsttätig festklemmende Bremse immer von neuem wieder zu lockern, so ist nicht nur die beim Senken der Last frei werdende mechanische Energie, sondern ausserdem noch die dem Motor während des Senkens zugeführte Energie in der Bremse zu vernichten, was natürlich einen entsprechend grossen Verschleiss der Bremse zur Folge hat.

ad 2. Aehnlich liegen die Verhältnisse bei der unter 2. erwähnten elektromechanischen Senkbremse. Während aber die *Weston*bremse eine leidliche Regulierung bietet, ist die Regulierung dieser recht schlecht zu nennen. Man begegnet oft der ganz falschen Auffassung, dass sich beim Senken der Last ein gewisser Gleichgewichtszustand einstellt, indem für jede Stromstärke sich eine ganz bestimmte Zugkraft des Magneten und damit eine ganz bestimmte Entlastung der Bremse und bei gegebener Last daher eine konstante Senkgeschwindigkeit einstellt. Leider is aber die Zugkraft eines Elektromagneten durchaus nicht allein vom Strom, sondern noch von vielen anderen Verhältnissen abhängig. Erstens ist es sehr schwer, einen Magneten zu konstruieren, der an jeder Stelle seines Hubes gleiche Zugkraft besitzt und zweitens ergeben sich durch mechanische Reibung, Induktion, Wirbelströme im Eisenkern und Hysteresis (ein Blick au die Hysteresiskurve zeigt ja schon, dass eine erhebliche Remanenz bei Nullstrom noch vorhanden ist) wesentlich andere Zugkräfte bei ansteigendem und abfallendem Strom. Schliesslich verringert sich der Strom eines Hauptstrommotors bei Entlastung auch höchstens nur um 50 v. H., sinkt also nie auf Null herab Eine derartige elektromechanische Senkbremse arbeitet daher nicht gleichmässig, sondern stossweise. Oft wird die Bremse beim Senken ganz gelüftet, statt nur entlastet zu werden und der Motor geht durch, ohne dass bei halbem Strom die Bremse wieder loslässt. Bei subtiler Einstellung des Bremsmagneten und möglichst konstanter Stromstärke des Motors, d. h. bei Verzicht auf weitgehende Regulierung lässt sich zwar ein Abfallen des Bremsmagneten vor dem Durchgehen des Motors erreichen, dann fällt aber die Bremse in der Regel so plötzlich ein, dass das Triebwerk leicht gefährdet wird.

Dagegen hat der Unterzeichnete eine andere Form der elektromechanischen Bremse besonders bei Drehstromhubwerken mit gutem Erfolge verwandt. Dieselbe wirkt derart, dass durch einen Drehstrommagneten beim Senken der Last die Haltebremse mittels einer zwischengeschalteten Feder um einen ganz bestimmten *unveränderlichen* Betrag entlastet wird. Auf diese Weise ist es möglich, die Haltebremse gleichzeitig als Senkbremse zur künstlichen Belastung des Motors zu benutzen und für jede Last eine vorzügliche Regulierung zu schaffen. Als Nachteil bleibt der Stromverbrauch beim Senken leichter Lasten und die Abnutzung der Bremse bestehen.

ad 3. Bei der Senkbremsschaltung ist von Herrn *Rieche* als einziger evtl. schwerer ins Gewicht fallender Nachteil der freie Fall der Last *um einige Zentimeter*, bevor der Motor als Dynamo arbeitet, angegeben. Gerade diese Behauptung veranlasst aber den Unterzeichneten zu einer Klarstellung, weil es seit etwa vier Jahren völlig gelungen ist, den freien Fall der Last in der ersten Senkstellung des Steuerapparates, praktisch völlig zu beseitigen, und weil der weiteren Einführung der Senkbremsschaltung, die sich bereits ganz allgemein und gerade bei den schwersten Kränen wegen ihrer vorzüglichen Eigenschaften Eingang verschafft hat, dieser für eine sachgemässe Ausführung des elektrischen Teiles nicht mehr berechtigte Tadel leicht hinderlich werden könnte.

Der früher der Senkbremsschaltung tatsächlich anhaftende Fehler des beschleunigten Abganges der Last beim Beginn des Senkens ist nämlich dadurch völlig beseitigt, dass man der Hauptstromwicklung in der ersten Senkstellung, vergl. D. R. P. 120078, (bei einigen Ausführungen auch in allen Senkstellungen) einen kurzen Stromstoss aus dem Netz zuführt. Beträgt dieser Stromstoss z. B. nur $1/_3$ des Betriebsstromes, so hat der Motor schon *während einer halben Umdrehung sein volles Bremsmoment* entwickelt, ein Resultat, das unzählige Male am Kran und im Probierraum konstatiert wurde. Während dieser halben Umdrehung sinkt aber die Last höchstens um einige Zehntel Millimeter, ein Betrag, der mit blossem Auge überhaupt nicht erkannt werden kann Von einem freien Fall der Last, noch dazu um mehrere Zentimeter, ist somit gar nicht mehr die Rede. Das Senken der Last mit Senkbremsschaltung erfolgt ferner, da dieselbe von veränderlichen Reibungswiderständen unabhängig ist, wesentlich sanfter und gleichmässiger, als dies mit irgend einer mechanischen Bremse möglich wäre. Dass eine zweite Bremsvorrichtung erforderlich ist, kann ich nicht als einen wesentlichen Nachteil ansehen, da hierin eine zweite Sicherheit liegt; als Beweis möchte ich zwei Fälle aus meiner eigenen Praxis anführen: In einem Fall war durch einen Defekt die Senkbremsschaltung unwirksam, trotzdem war es dem Kranführer möglich, die Last in kurzen Absätzen zu senken lediglich unter Verwendung der Haltebremse. Im anderen Fall war die Haltebremse defekt und trotzdem war es möglich, mit dem Kran noch zu arbeiten lediglich unter Anwendung der Senkbremsschaltung (die Haltebremse war abgestützt). In beiden Fällen handelte es sich um Krane für Stahlwerke, bei denen ein zeitweiser Stillstand der Krane empfindliche Verluste verursacht haben würde.

Schliesslich möchte ich noch auf den Vorschlag des Herrn *Rieche* eingehen, die Haltebremse als Senkbremse mit zu benutzen und die Regulierung dieser Bremse durch Regulierung des Bremsmagnetstromes zu bewirken. Dieser Gedanke liegt verhältnismässig nahe und ist schon mehrfach versucht worden. Ich halte jedoch die Durchführung für praktisch unmöglich und habe sowohl bei Gleichstrom wie Drehstrom stets negative Resultate erzielt. Wenn man bedenkt, dass ein gewöhnlicher Gleichstromhubmagnet mit konischen Polen oft erst bei 10 v. H. des Betriebsstromes das Bremsgewicht wieder fallen lässt, so wird man einsehen, dass man bei derartig ungenau arbeitenden Konstruktionsmitteln eine gute Regulierung der Bremse nicht erwarten kann. Selbst bei solchen Bremsmagneten, bei welchen in jeder Stellung Kraft und Last genau sich die Wage halten, konnte ein Abfallen erst bei etwa 40 v. H. des Stromes erzielt werden. Rechnet man nun noch die weiteren Schwierigkeiten wie Reibungswiderstände im Bremsgestänge, verschiedene Reibung bei ruhender und rotierender Bremsscheibe usw. hinzu, so erscheint ein Erfolg mit einer derartigen Bremse ausgeschlossen.

Ich möchte meine Ansicht dahin zusammenfassen, dass die beste Einrichtung zum Senken der Last eine gut durchgearbeitete elektrische Senkbremsschaltung unter Verwendung eines Serienmotors ist. Dieselbe gestattet eine weitgehende Regulierung, ein Heben und Senken kleinerer Lasten mit grösserer Geschwindigkeit; sämtliche Bewegungen erfolgen sanft und stossfrei. Der Abnutzung unterworfene Teile sind nicht vorhanden, da die beim Senken der Last frei werdende mechanische Energie in den An-

lasswiderständen elektrisch vernichtet wird. Auch für Drehstrommotoren stehen z. Zt. dem Kranbauer vorzüglich durchgearbeitete Senkbremsschaltungen zur Verfügung, auf die ich hier jedoch nicht näher eingehen möchte.

Charlottenburg, 3. Januar 1905.

Friedrich Natalis,
Oberingenieur.

Sehr geehrte Redaktion!

Spezialisten der Hebezeugbranche werden den Ausführungen des Herrn *Natalis* ohnehin nicht dem vollen Umfange nach beistimmen, trotzdem sehe ich mich zwecks Richtigstellung zu einer Erwiderung veranlasst.

Nach den Ausführungen des Herrn *Natalis* muss angenommen werden, dass die *Weston*bremse einem derart starken Verschleisse ausgesetzt ist, dass ihre Anwendung nicht empfehlenswert erscheint. Demgegenüber wiederhole ich folgende Sätze meiner Abhandlung:

> „Eine in Fig. 16 (D. p. J. 1904, **319**, S. 792) dargestellte sogenannte *Weston*bremse funktioniert bei richtiger Wahl der Steigung des Gewindes im Verhältnis zum mittleren Durchmesser der Bremsflächen, nicht zu grossem spezifischen Druck am Gewinde und auf den Bremsflächen, genauer Arbeit und sachgemässer Wartung vollständig zufriedenstellend".
>
> „Bei nicht zu hoher spezifischer Pressung der Bremsflächen und des Gewindes, guter nicht federnder Lagerung, gediegener Ausführung und nicht zu hohen Tourenzahlen, hat die Bremse in der dargestellten einfachen Konstruktion eine grosse Haltbarkeit".

Offenbar beruhen die Erfahrungen des Herrn *Natalis* auf Bremsen, die nicht nach diesen Grundsätzen gebaut sind.

In Spezialfällen ist die *Weston*bremse auch heute noch mit Vorteil anwendbar.

Die elektromechanische Bremse habe ich in meiner Abhandlung nur erwähnt, weil sie eine Zeitlang von einer grösseren Elektrizitätsfirma als *Sicherheitsbremse* angeboten wurde.

Das von Herrn *Natalis* über diese Bremsen gefällte Urteil kann mich nicht beunruhigen, weil ihr wirklicher Wert von mir von vornherein erkannt ist und infolgedessen von einer Probe in der Praxis Abstand genommen wurde. Dass es Herrn *Natalis* mit Hilfe einer Feder (dem unsichersten Elemente des Maschinenbaues) gelang, eine sicherwirkende elektromagnetische Bremse zu konstruieren, soll mich zu weiteren Ausführungen nicht veranlassen. Bemerkt sei nur, dass die gerühmte sichere und gute Arbeitsweise der *Natalis*federbremse auch mit anderen weit einfacheren Bremsen erreichbar ist.

Die von Herrn *Natalis* erwähnte neuere Senkbremsschaltung ist an vielen Laufkatzen meines Systems ausgeführt; sie ist mir also nicht nnbekannt. Leider ist der bemerkbare freie Fall der Last, welcher angeblich nur den älteren Senkbremsschaltungen anhaftet, auch bei den verbesserten Konstruktionen nur vermieden, wenn mit verhältnismässig kleinen Motoren schwere Lasten zu heben sind.

Angenommen, ein Motor von 15 PS mit 500 minutlichen Umdrehungen hat 1000 kg Maximallast zu heben. Der Weg der Last in einer Minute ist sodann 60 000 mm. Nach einer halben Umdrehung des Motors hat die Last $\frac{60\,000}{2 \cdot 500} = 60$ mm Weg zurückgelegt.

Herr *Natalis* führt aus, dass das volle Bremsmoment des Motors bereits nach einer halben Ankerumdrehung erreicht wird.

Die Last muss also unter Zugrundelegung dieser günstigen Annahme in der Senkrichtung mindestens den einer halben Ankerumdrehung entsprechenden Hakenweg frei fallen. Für das obige Beispiel ergibt sich ein freier Fall von 6 cm.

Bei Winden und Kranen für kleinere Tragkraften und grössere Hubgeschwindigkeiten beträgt demnach der freie Fall der Last trotz der auch von mir *immer* anerkannten und häufig zur Anwendung gebrachten neueren Senkbremsschaltung nicht einige zehntel Millimeter, sondern einige Zentimeter.

Der Umstand, dass bei stark beanspruchten Kranen zur Aufrechterhaltung sicheren Betriebes zwei Bremsen empfehlenswert sind, kann den Nachteil, dass die Senkbremsschaltung auf alle Fälle eine zweite teure Bremse erforderlich macht, nicht aufheben. Für leichte nicht häufig benutzte Krane genügt eine gute Bremse vollkommen.

Für stark beanspruchte Krane wende ich selbstverständlich immer zwei Bremsen an. Es wird nicht bestritten werden können, dass zwei vollständig unabhängige Bremsen der Ankerbremse mit Haltebremse in bezug auf Betriebssicherheit vorzuziehen sind.

Wird z. B. der mechanische Teil einer ausser der Ankerbremse eingebauten Magnet-Haltebremse schadhaft und ist die Stromleitung zwischen Motor und Anker infolge dieses Schadens oder aus beliebigen anderen Gründen unterbrochen, so stürzt die Last trotz der Ankersenkbremse ohne weiteres ab.

Kommt eine *Weston*bremse und eine Magnetstoppbremse zur Verwendung, welch letztere im allgemeinen nur zur Bremsung des Ankernachlaufes dient, die aber auch imstande ist, das für die Maximallast erforderliche Bremsmoment aufzunehmen, so wird die Last durch das Versagen der einen oder anderen Bremse *nicht* zum Abstürzen gebracht.

Auch kann der Betrieb sodann *nur* durch Schäden an der Stromleitung völlig gestört werden.

Die von mir vorgeschlagene kombinierte Halte- und Senkbremse wird nicht durch Magneten der von Herrn *Natalis* beschriebenen Art, sondern durch einen Spezialapparat reguliert, für welchen der Ausdruck „Magnet" nur des allgemeineren Verständnisses wegen gewählt wurde. Die Behauptung des Herrn *Natalis*, dass die vorgeschlagene Bremse befriedigende Resultate ausschliesse, kann mich aus geschäftlichen Gründen nicht veranlassen, z. Zt. über den Rahmen des von mir Veröffentlichten hinauszugehen. Ich behalte mir indessen vor, an dieser Stelle später ausführlich darauf zurückzukommen.

Herr *Natalis* führt an, dass mein Vorschlag naheliegend ist und dass in dieser Richtung bereits mehrfache Versuche gemacht sind. Vielleicht kann Herr *Natalis* angeben, ob die mit gewöhnlichen Magneten von vornherein aussichtslosen Versuche *vor oder nach* meinen in dieser Angelegenheit an die ersten Elektrizitätsfirmen gerichteten ausführlichen Mitteilungen angestellt wurden.

Zur Sache sei noch bemerkt, dass neben der kombinierten Senk- und Haltebremse eine zweite vollständig unabhängige oder teilweise unabhängige Bremse angeordnet werden kann.

Cassel, den 21. Januar 1905.

Mit vorzüglichster Hochachtung

H. Rieche.

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

DINGLERS POLYTECHNISCHES JOURNAL.

86. Jahrg., Bd. 320, Heft 7. **Berlin, 18. Februar 1905.**

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Beiträge zur Bestimmung der Ein- und Austrittsgrössen von Turbinenlaufrädern auf Grund experimenteller Untersuchung.

Von Professor Dr. phil. Dr. Ing. **Camerer,** München.

(Schluss von S. 58 d. B.)

Zu der beschriebenen Anwendung der Hauptgleichung auf die Bremsergebnisse möchten noch folgende Punkte hervorgehoben werden.

1) Aus dem Verlauf der ΔQ-Kurven (Fig. 12 bis 14 und 16 bis 18) erkennt man, dass die der Achse zunächst befindlichen Wasserstrassen an der Vermehrung oder Verminderung der Wassermenge in viel höherem Mass beteiligt sind, als die aussen gelegenen.

Das wird besonders deutlich durch Fig. 20, wo für wechselnde Punkte V je die zugehörigen v_2 von den Endpunkten ihrer u_2 senkrecht nach unten aufgetragen sind. Wenn V mit U zusammenfällt, wird $v_2 = u_2$, man erhält eine Gerade unter 45°. Für alle anderen Fälle Hyperbeln; da

$$v_2^2 = Vg^2 - Vd^2$$

und

$$Vg^2 = Uf^2 = Ud^2 + u_2^2$$

$$v_2^2 = Ud^2 - Vd^2 + u_2^2.$$

Da im einzelnen Fall Ud und Vd konstant

$$v_2^2 = C + u_2^2$$

Fig. 20. Abhängigkeit der relativen Austrittsgeschwindigkeiten v_2 von den Umfangsgeschwindigkeiten u_2 bei verschiedenen Lagen des Punktes V bezw. bei verschiedenen Eintrittsdreiecken.

Man erkennt, dass bei einer Verminderung der Wassermenge unter den zu Anfang gemachten Voraussetzungen in der Nähe der Achse bald kein Wasser mehr austreten kann, während bei einer Steigung der Wassermenge die Geschwindigkeit v_2 und damit die absolute Austrittsgeschwindigkeit in der Nähe der Achse rasch wachsen muss; eine Erscheinung, die Verfasser durch direkte Messung der Austrittsgeschwindigkeiten bei verschiedener Beaufschlagung vollauf bestätigt gefunden hat.

Daraus folgt weiter, dass es nicht möglich ist, mit einem *konstanten* Schwerpunkt der austretenden Gesamtwassermenge bei *verschiedener* Beaufschlagung zu rechnen, da derselbe eben mit steigender Wassermenge mehr nach der Achse zu rückt.

Welchen Einfluss dieser Fehler auf die Q-Kurve hat, ist in den Fig. 21 bis 24 zu erkennen. Dort wurden die Diagramme in analoger Weise wie in Fig. 12 bis 19 aber für die Gesamtwassermenge gezeichnet unter der Annahme, dass der Schwerpunkt, der für die Wassermenge, bei welcher $v_2 = u_2$ ist, im Austrittsprofil auftritt, für jede andere Beaufschlagung derselbe sei.

Man erkennt einerseits die fehlerhafte Drehung der Q-Kurve um die genannte Wassermenge, anderseits aber gleichfalls wie früher die bessere Erfüllung des Eintrittsdreiecks, wenn das Schaufelende, als wenn die Mitte der Schaufelöffnung als Austrittspunkt gewählt wurde.

Nun ist es aber auch nach der genauen Behandlung mit einzelnen Wasserstrassen, wie erwähnt, nicht möglich gewesen, die Arbeitsgleichung ganz zu befriedigen; denn selbst wenn zur Berechnung des Schaufelaustritts der gesamte senkrecht durchflossene Querschnitt am Schaufelende ohne Berücksichtigung einer Verengung durch die Schaufelstärken eingesetzt war, konnte der gerechnete Eintrittswinkel β_1 nur bis auf etwa $82^0 - 68^0 = 14^0$ dem wirklichen Schaufelwinkel genähert werden. Es fragt sich nun, inwieweit wir in der Lage sind, unsere zu Anfang gemachten Voraussetzungen zu modifizieren, um die fehlende Uebereinstimmung vielleicht doch noch ganz oder teilweise zu erzielen.

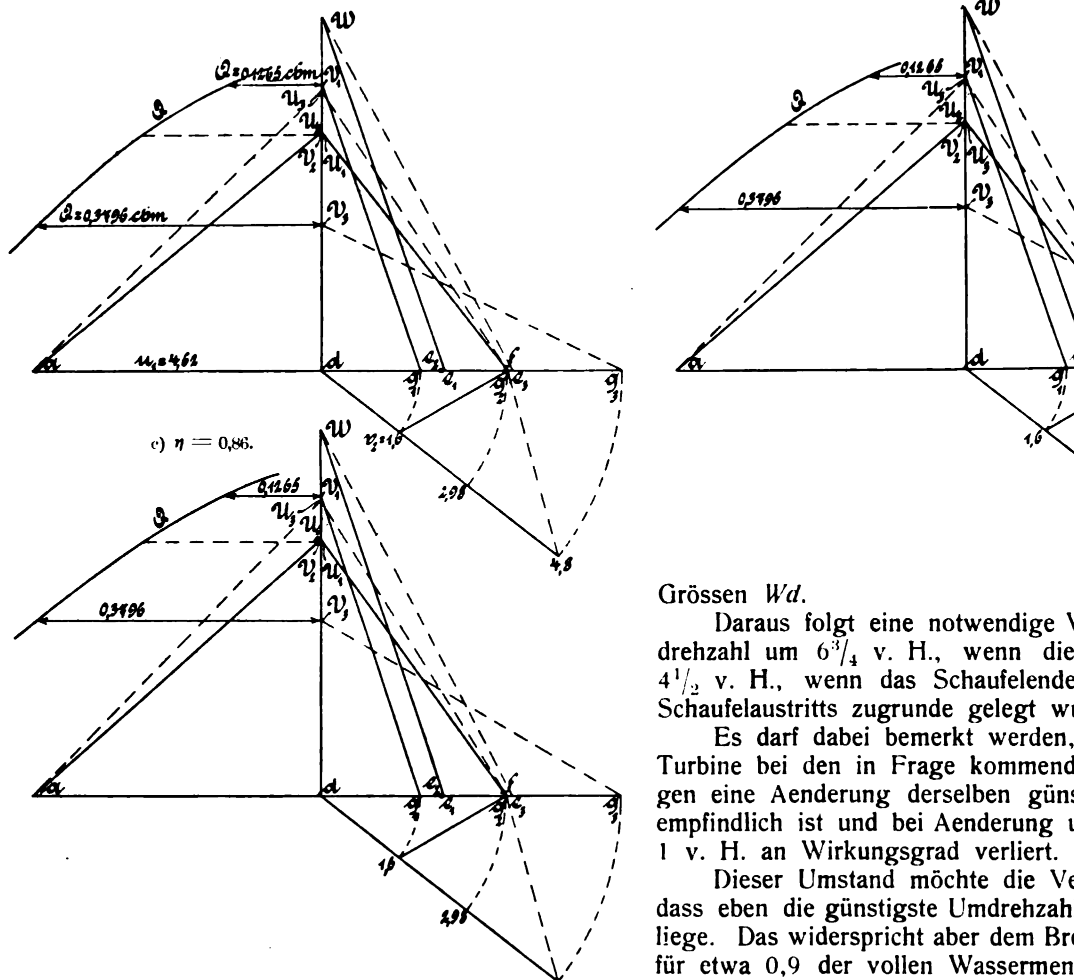
Wir hatten zunächst die Geschwindigkeitsdifferenzen innerhalb einer Wasserstrasse vernachlässigt. Das bedingt natürlich einen Fehler. Es ist aber nicht anzunehmen, dass sich derselbe in hohem Masse bemerklich machen kann.

Ebenso würde eine im Bereich der Wahrscheinlichkeit liegende Vergrösserung des hydraulischen Wirkungsgrades nur einen Teil der noch fehlenden Uebereinstimmung ausmachen können, denn nach Fig. 25 gezeichnete Diagramme zeigen, dass zur vollen Befriedigung der Arbeitsgleichung unter sonst gleichbleibenden Voraussetzungen ein hydraulischer Wirkungsgrad von 0,939 v. H. nötig wäre, wenn das Schaufelende, dagegen von 0,978 v. H., wenn die Austrittsöffnung der Rechnung zugrunde gelegt wird.

Dabei ist der Einfachheit wegen nur mit der Wassermenge, für die $v_2 = u_2$ wird, und mit ihrem Schwerpunkt im Gesamtprofil gerechnet worden.

Im übrigen ist diese Diagrammkonstruktion (Fig. 25) sehr einfach. Gegeben sind u_1, u_2, β_1 und β_2. Aus der zeichneten proportional sein, somit werden auch die Umfangsgeschwindigkeiten sich zu verhalten haben wie die

Fig. 21.
Abhängigkeit der Diagrammseite V d von der Wassermenge unter Annahme des Austrittspunktes 2 in der Schaufelöffnung
a) bei hydraulischem Wirkungsgrad $\eta = 0,80$. b) $\eta = 0,83$. c) $\eta = 0,86$.



Grössen Wd.

Daraus folgt eine notwendige Verminderung der Umdrehzahl um $6^3/_4$ v. H., wenn die Austrittsöffnung, um $4^1/_2$ v. H., wenn das Schaufelende zur Berechnung des Schaufelaustritts zugrunde gelegt wurde.

Es darf dabei bemerkt werden, dass die betreffende Turbine bei den in Frage kommenden Umdrehzahlen gegen eine Aenderung derselben günstigerweise recht unempfindlich ist und bei Aenderung um 10 v. H. nur etwa 1 v. H. an Wirkungsgrad verliert.

Dieser Umstand möchte die Vermutung nahe legen, dass eben die günstigste Umdrehzahl in Wirklichkeit tiefer liege. Das widerspricht aber dem Bremsprotokoll, welches für etwa 0,9 der vollen Wassermenge eher noch höhere Umdrehzahlen verlangt.

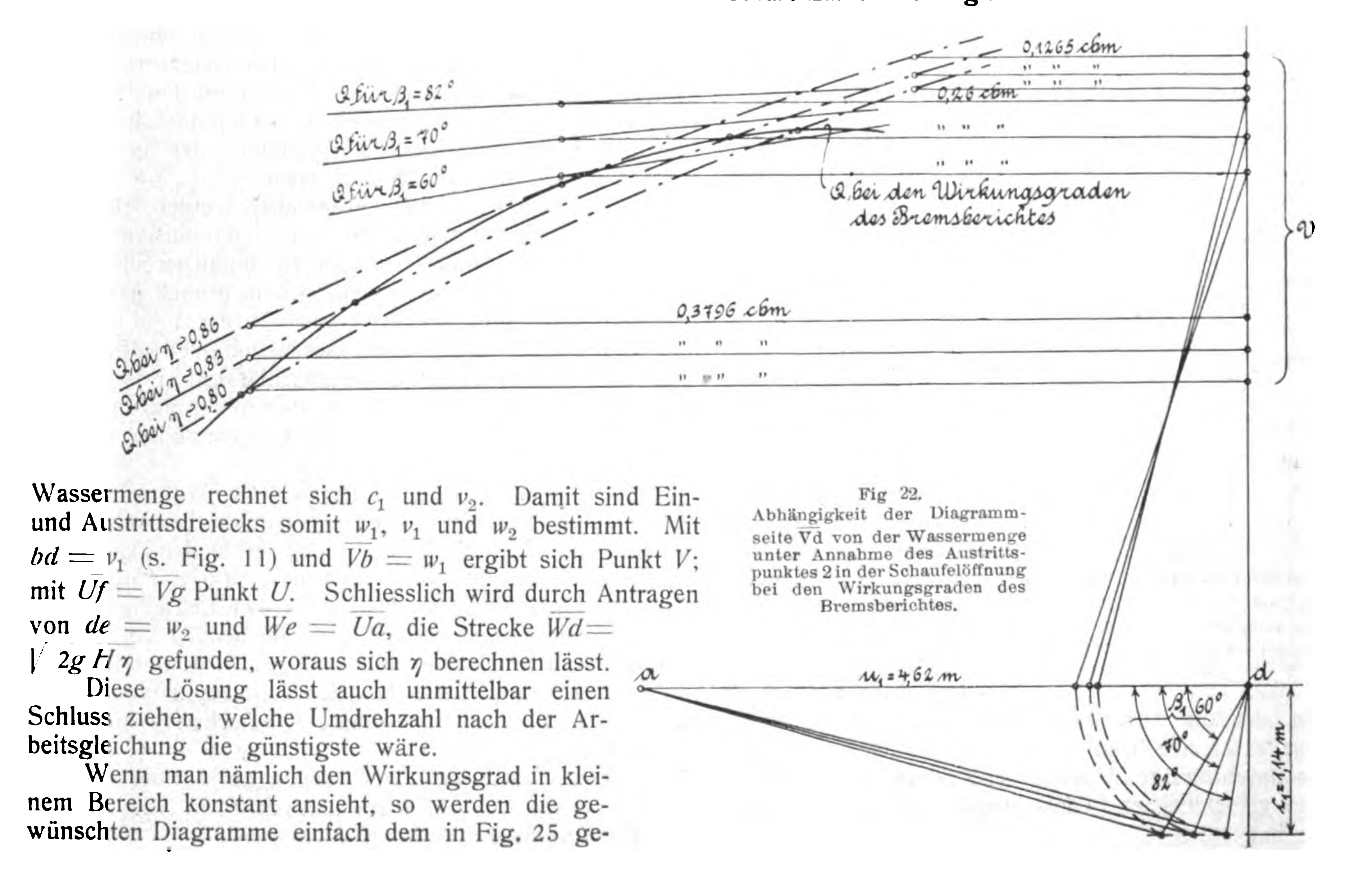


Fig 22.
Abhängigkeit der Diagrammseite $\overline{Vd}$ von der Wassermenge unter Annahme des Austrittspunktes 2 in der Schaufelöffnung bei den Wirkungsgraden des Bremsberichtes.

Wassermenge rechnet sich c_1 und v_2. Damit sind Ein- und Austrittsdreiecks somit w_1, v_1 und w_2 bestimmt. Mit $bd = v_1$ (s. Fig. 11) und $\overline{Vb} = w_1$ ergibt sich Punkt V; mit $\overline{Uf} = \overline{Vg}$ Punkt U. Schliesslich wird durch Antragen von $de = w_2$ und $\overline{We} = \overline{Ua}$, die Strecke $\overline{Wd} = \sqrt{2gH\eta}$ gefunden, woraus sich η berechnen lässt.

Diese Lösung lässt auch unmittelbar einen Schluss ziehen, welche Umdrehzahl nach der Arbeitsgleichung die günstigste wäre.

Wenn man nämlich den Wirkungsgrad in kleinem Bereich konstant ansieht, so werden die gewünschten Diagramme einfach dem in Fig. 25 ge-

Wohl aber hat mit Rücksicht auf die grosse Unempfindlichkeit der Turbine gegenüber dem sogen. stossfreien Weg findet, wodurch sich von vornherein eine Vergrösserung der Umdrehzahl ergeben würde.

Fig. 23.
Abhängigkeit der Diagrammseite $\bar{V}d$ von der Wassermenge unter Annahme des Austrittspunktes 2' im Schaufelende
a) bei hydraulischem Wirkungsgrad $\eta = 0{,}80$. b) $\eta = 0{,}83$. c) $\eta = 0{,}86$.

Man erkennt aus der Fig. 26, dass man im gezeichneten Fall ohne Schwierigkeit auf eine Verkleinerung des Eintrittswinkels von 90° auf 70° geführt wird.

Der Vollständigkeit wegen wurde noch der Frage näher getreten, auf welchem Durchmesser D_1 das Eintrittsdreieck der Arbeitsgleichung genügen würde. Nach kurzem Probieren wurde in dem Diagramm Fig. 27 berechnet, dass unter Annahme von Punkt 2 im Schaufelende, Punkt 1 auf Durchmesser 435 (statt 450) und mit Punkt 2 in der Schaufelöffnung auf 425 kommen, d. h. im ersten Fall um $7^1/_2$ mm, im zweiten Fall um $12^1/_2$ mm nach innen rücken müsste.

Schlussbetrachtung.

Die fehlende Uebereinstimmung zwischen den vor-

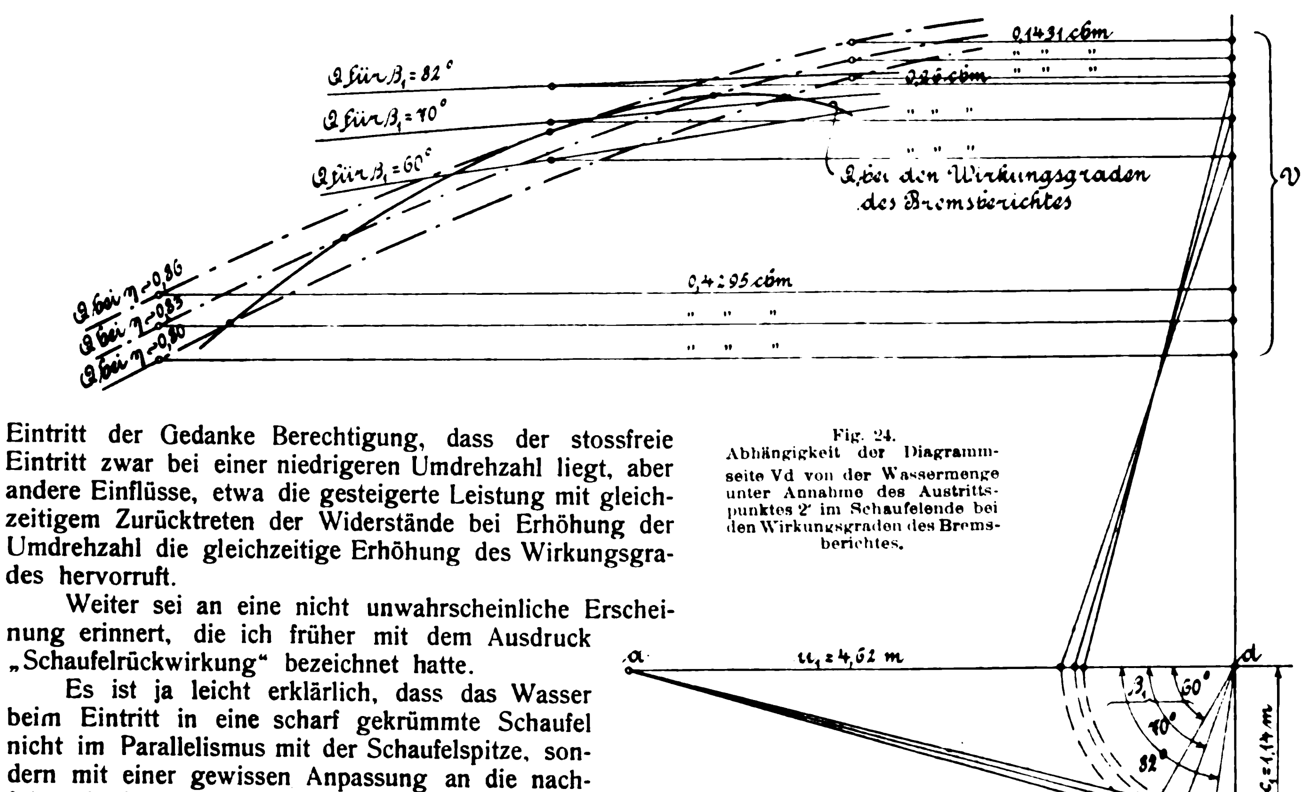


Fig. 24.
Abhängigkeit der Diagrammseite Vd von der Wassermenge unter Annahme des Austrittspunktes 2' im Schaufelende bei den Wirkungsgraden des Bremsberichtes.

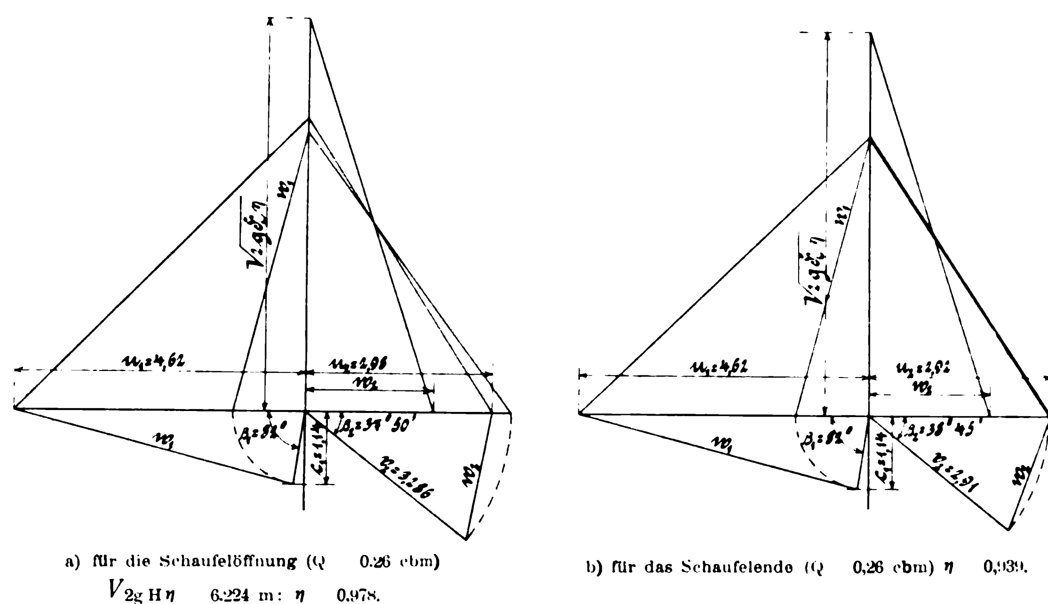
Eintritt der Gedanke Berechtigung, dass der stossfreie Eintritt zwar bei einer niedrigeren Umdrehzahl liegt, aber andere Einflüsse, etwa die gesteigerte Leistung mit gleichzeitigem Zurücktreten der Widerstände bei Erhöhung der Umdrehzahl die gleichzeitige Erhöhung des Wirkungsgrades hervorruft.

Weiter sei an eine nicht unwahrscheinliche Erscheinung erinnert, die ich früher mit dem Ausdruck „Schaufelrückwirkung“ bezeichnet hatte.

Es ist ja leicht erklärlich, dass das Wasser beim Eintritt in eine scharf gekrümmte Schaufel nicht im Parallelismus mit der Schaufelspitze, sondern mit einer gewissen Anpassung an die nachfolgende Krümmung (Fig. 26) seinen leichtesten

liegenden Bremsergebnissen und der Hauptgleichung zeigt, dass die üblichen Annahmen bei der praktischen Interpretation der mathematischen, in der Hauptgleichung vorkommenden Grössen nicht immer richtig sind.

Fig. 25.
Bestimmung des hydraulischen Wirkungsgrades aus der Arbeitsgleichung.



a) für die Schaufelöffnung (Q 0,26 cbm)
$\sqrt{2gH\eta}$ 6,224 m: η 0,978.

b) für das Schaufelende (Q 0,26 cbm) η 0,939.

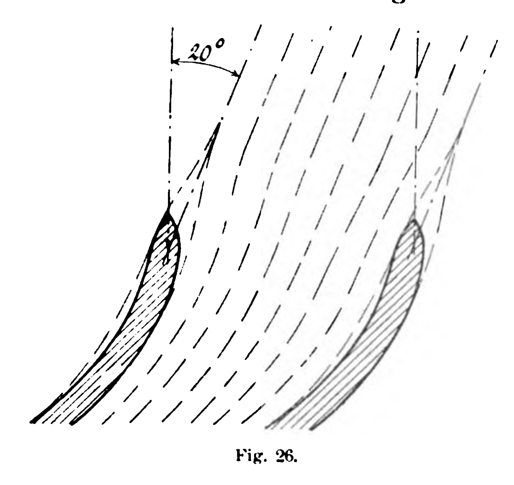


Fig. 26.

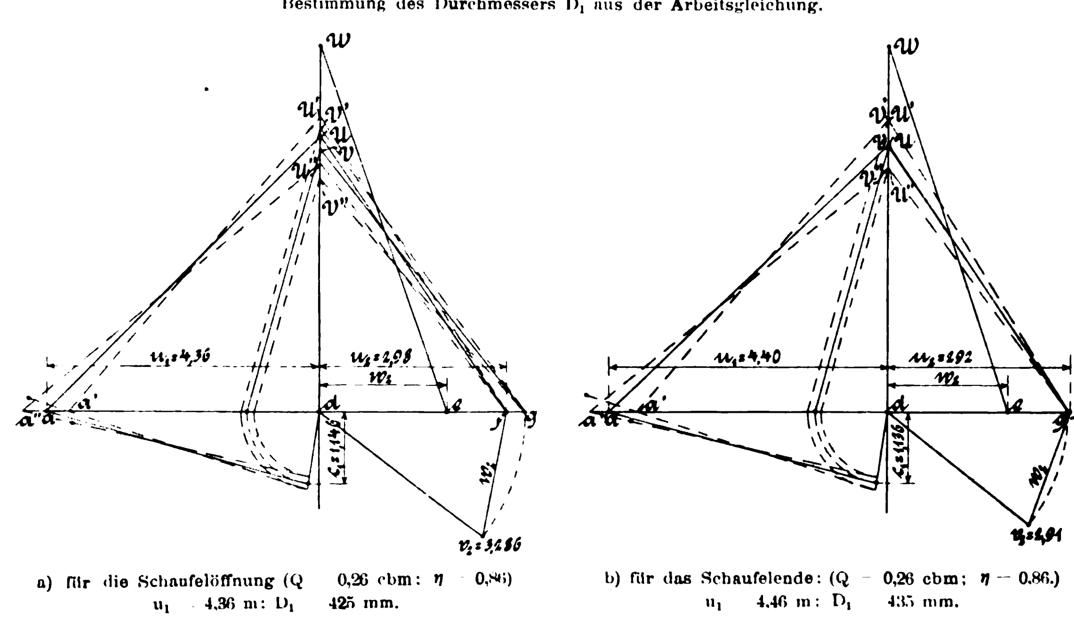
Bei der grossen Zahl dieser Annahmen ist eine eindeutige Lösung der Frage durch die eine Hauptgleichung nicht möglich. Betrachtet man aber die einzelnen Annahmen und besonders ihre Variationsfähigkeit näher, so reduziert sich doch die Zahl der Veränderlichen.

Man unterscheidet zunächst die lediglich den Charakter von Ungenauigkeiten tragenden Annahmen und bemerkt, dass z. B. die Gleichsetzung der mittleren Geschwindigkeit mit der Wurzel aus dem mittleren Geschwindigkeitsquadrat, die Gleichsetzung der Wirkungsgrade für alle Wasserstrassen oder die Nichtbeachtung der Niveauflächen nur untergeordnete Bedeutung haben können.

Auch die Annahmen über die Grösse der mechanischen Verluste in der Turbine, oder über die Schaufelrückwirkung lassen nur schwer eine so grosse Veränderung zu, um allein die fehlende Uebereinstimmung zu bringen.

Somit kann eine Berichtigung der Ein- und Austrittsgrössen nicht von der Hand gewiesen werden, und zwar führt die Anwendung der Hauptgleichung auf ein Verschieben des Eintrittspunktes *1* nach innen, des Austrittspunktes, *2* nach aussen und eine gleichzeitige Bewertung der durch die Schaufelstärken bedingten Wasserverzögerung im Austritt bezüglich der Reaktionswirkung auf das Laufrad.

Fig. 27.
Bestimmung des Durchmessers D_1 aus der Arbeitsgleichung.



a) für die Schaufelöffnung (Q 0,26 cbm: η 0,86)
u_1 4,36 m: D_1 425 mm.

b) für das Schaufelende: (Q – 0,26 cbm; η – 0,86.)
u_1 4,46 m: D_1 435 mm.

Wie weit man hierin gehen darf, kann natürlich nicht mathematisch genau festgestellt werden.

Da sich aber ein Verschieben des Eintrittspunktes, solange man am Grundsatz des stossfreien Eintritts festhält, schwerlich rechtfertigen lässt und da auch die Variationsfähigkeit der zuvor besprochenen Annahmen zur Erzielung der Uebereinstimmung zwischen Bremsergebnissen und Arbeitsgleichung nicht ausreicht, so bleibt nur als Hauptpunkt die Berichtigung der Austrittsgrössen und da die zu Anfang angestellte allgemeine Betrachtung diese Berichtigung in gleichem Sinne verlangt wie die mathematische Untersuchung, so dürfen wohl folgende Endergebnisse als wahrscheinlich hervorgehoben werden:

1. Bei Reaktionsturbinen befindet sich der Austrittspunkt *2* im Schaufelende.

2. Die durch die Schaufelstärken im Austritt bedingte Wasserverzögerung beeinflusst die Reaktionswirkung auf das Laufrad. Danach wäre im äussersten Falle der Berechnung der Austrittsgeschwindigkeit der ganze, durch Schaufelstärken nicht verminderte Querschnitt *nach* dem Austritt zugrunde zu legen.

Das Automobilwesen auf der Weltausstellung in St. Louis 1904.

Von Dipl.-Ing. **W. Pfitzner**, Assistent an der Technischen Hochschule zu Dresden.

(Fortsetzung von S. 83 d. Bd.)

1. Wagen mit liegenden Einzylinder-Benzinmotoren.

Diese Art Fahrzeuge, die, wenn irgend eine, als die typisch amerikanische bezeichnet werden kann, ist zuerst von den *Oldsmotor*werken, Detroit Mich., gebaut worden. Die Haupteigentümlichkeiten solcher Wagen, die bereits an anderer Stelle dieser Zeitschrift besprochen wurden (D. p. J. 1904, **319**, S. 760), bilden das Merkmal für den leichten Wagen in Amerika. Eine grosse Zahl Nachahmungen sind entstanden, allein in Detroit sind noch zwei weitere grosse Automobilfabriken, die täglich bis 40 Stück derartiger kleiner Wagen erzeugen; auf der Ausstellung waren ausser den Oldsmobilen zu sehen: *Pope*, Hartford Conn., *Rambler (Thomas B. Jeffery)*, Kenosha Wis., *Cadillac*, Detroit, *St. Louis Motor Carriage Company*, alles kleine zweisitzige Wagen mit liegenden Einzylindermotoren von etwa 8 PS. Für die langen, flachen, zum Teil auch glatten Strassen der nordamerikanischen Städte ist diese Art Fahrzeuge sehr brauchbar, und ihr billiger Preis macht ihre grosse Verbreitung erklärlich.

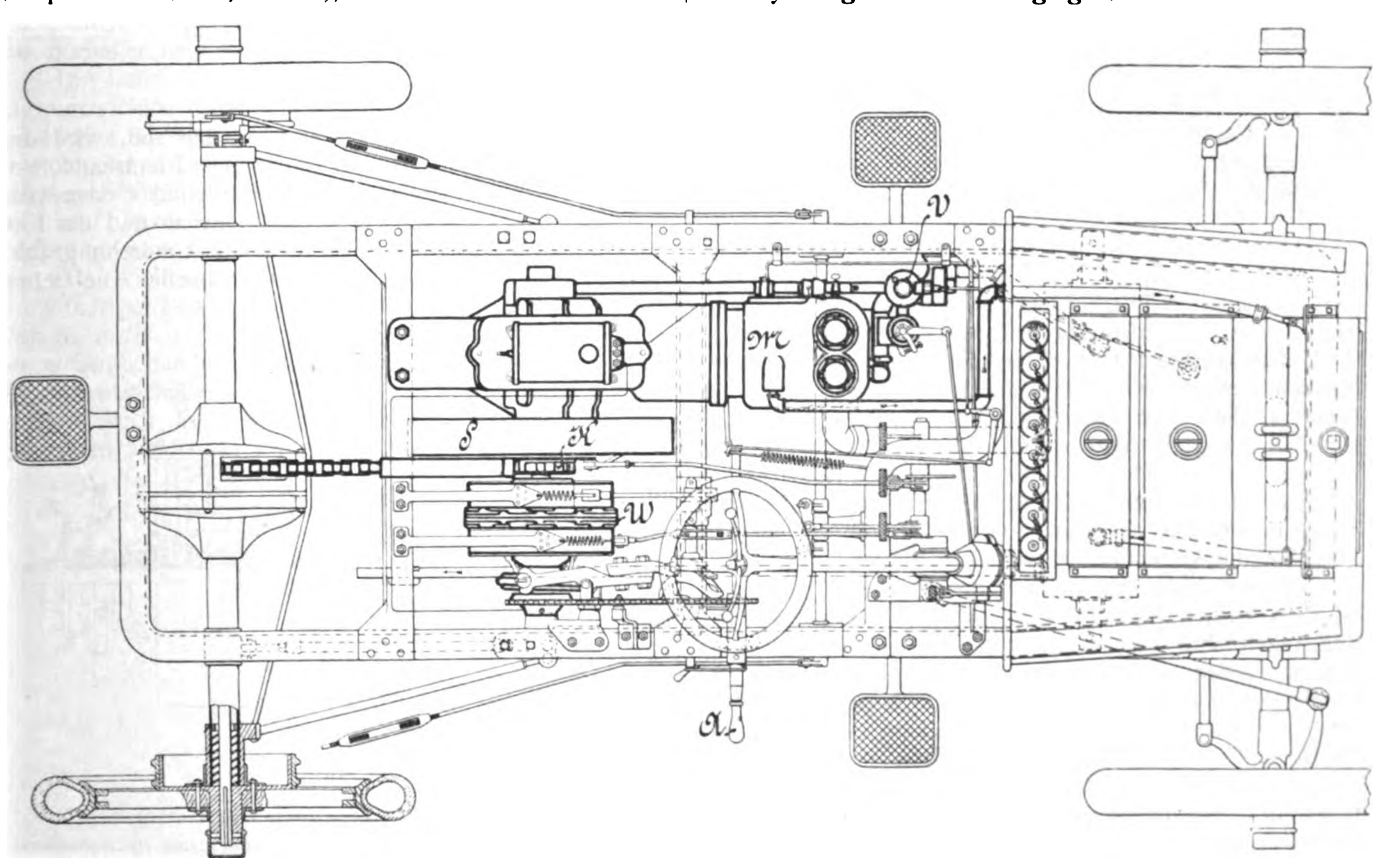


Fig. 5. Untergestell des Oldsmobiles.

Die allgemeine Beliebtheit dieser Fahrzeuge liess den Wunsch entstehen, sie auch in grösseren Abmessungen für mehr als zwei Personen zu bauen. Während hierbei die meisten anderen Fabriken zu einer erheblichen Vergrösserung der Motorleistung und demzufolge meist zur mehrzylindrigen Bauart übergingen, sind die *Oldsmotorwerke* bei dem Einzylinder geblieben. Ihr neuer grösserer Wagen für vier Personen, genannt *Oldsmobile Light Tonneau*, hat einen Motor mit nur einem Zylinder von 10 PS und ungefähr derselben Anordnung wie der ältere kleine Wagen. In Fig. 5 ist eine Aufsicht auf das Untergestell wiedergegeben, aus der die Anordnung aller Teile hervorgeht; zur Ergänzung diene die Abbildung Fig. 6. Der Motor *M* liegt ungefähr in der Mitte des ganzen Gestelles, auf seiner Kurbelwelle sitzen das sehr grosse und schwere Schwungrad *S*, ein kleines Kettenrad *K* und das



Umlaufräderwechselgetriebe *W*, das durch Festbremsen des einen oder anderen Zahnkranzes dem Kettenrad eine von der Kurbelwelle verschiedene Umdrehungszahl zu geben gestattet. Zum Andrehen des Motors ist eine seitlich am Gestell sitzende Hilfskurbel *A* vorgesehen, die mit Hilfe eines kleinen Kettentriebes die Kurbelwelle der Maschine in Bewegung setzt. Vorratsbehälter für Wasser, Benzin, eine Batterie Trockenelemente für die Zündnng, ein Röhrenkühler ist vorn unter einer Haube zu finden, die dem Wagen äusserlich das Aussehen der europäischen Fahrzeuge mit vorn stehendem Motor verleiht. Der Vergaser *V* sitzt dicht am Motor, ein Oelgefäss ist über dem Kurbelgehäuse gelagert (Fig. 6).

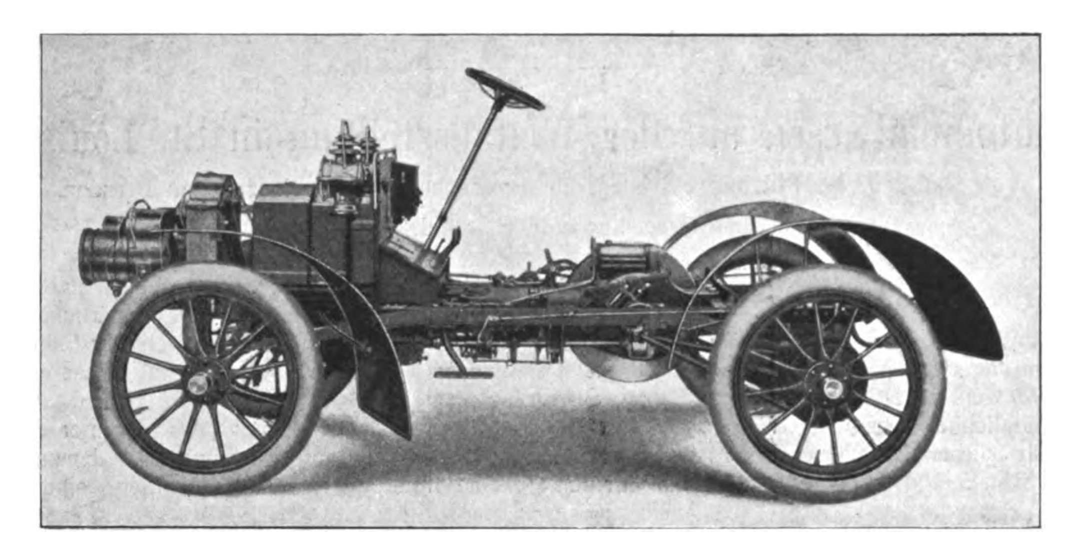


Fig. 6. Untergestell der Oldsmobile, Light Tonneau.

Der Antrieb der mit einem Differentialgetriebe ausgerüsteten Hinterachse geschieht durch eine Rollenkette von dem Kettenrad auf der Kurbelwelle aus. Der Rahmen aus leichtem Winkeleisen ist mit den Achsen durch lange, von der einen zur anderen Achse durchgehende Blattfedern verbunden, die dem Fahrzeug eine ausserordentlich sanfte, bei dem schlechten Strassenzustand in Amerika aber auch durchaus notwendige Federung verleihen. Verbessert wird diese noch durch eine über der Vorderachse liegende Querfeder. Die ganze Konstruktion deutet auf das Bestreben, den Achsen eine möglichst grosse Bewegungsfreiheit zu geben, ohne den Rahmen an den Durchbiegungen teilnehmen zu lassen.

Die Steuerung des Wagens geschieht nicht mehr wie bei dem kleinen Modell mit einfachem Handhebel; es ist eine regelrechte Steuersäule mit grossem Handrad vorhanden, in dem sich sogar nach dem Vorbild von *Daimler* die Regulierungshebel für den Motor befinden: Drosselung des Gasgemisches und Verstellung der Zündung. Die Steuersäule wird dadurch etwas kompliziert; sie verliert noch mehr an Einfachheit durch eine weitere, allerdings recht angenehme Einrichtung: Sie ist, um ein bequemes Einsteigen zu ermöglichen, umklappbar und in verschiedenen Schräglagen feststellbar. Eine Verriegelung sorgt dafür, dass ein Ingangsetzen des Wagens unmöglich ist, solange die Steuersäule nicht fest eingeklinkt ist.

Die Wirkungsweise des Wechselgetriebes sei an Hand der Fig. 7 noch etwas näher erläutert. Es besteht aus zwei Umlaufräderwerken, deren Zentralräder von verschiedener Grösse an dem auf der Kurbelwelle aufgekeilten Mittelstück *C* sitzen. Der eine, linke Satz Umlaufräder steht in fester Verbindung mit dem Kettenrad *K*, der dazu gehörige Innenverzahnungskranz befindet sich in der Gehäusekapsel *G*, die frei drehbar ist und aussen von einem Bremsband umschlossen wird. Der zweite, rechte Satz Umlaufräder wird von einem aus zwei Teilen zusammengesetzten Gehäusestück *R* getragen, in das eine scheibenartige, zur Lagerung und Festklemmung dienende Verlängerung des Gehäuses *G* hineinragt, und um das sich ebenfalls ein Bremsband schlingt. Der hierzu gehörende Innenzahnkranz ist an dem umlaufenden Teil des ersten Umlaufräderwerkes befestigt und steht somit in fester Verbindung mit dem Kettenrad *K*.

Mit dem Getriebe werden zwei Geschwindigkeiten vorwärts und eine rückwärts erzielt, in folgender Weise: Wenn langsam vorwärts gefahren werden soll, wird das Gehäuse *G* mit dem auf ihm befindlichen Bremsband festgehalten. Infolgedessen wälzt das Mittelrad *C* den Umlaufkranz auf der linken Innenverzahnung ab und das Kettenrad bewegt sich mit verminderter Umdrehungszahl, aber in demselben Sinne wie die Kurbelwelle. Die Uebersetzung beträgt in der Ausführung 1 : 3,75.

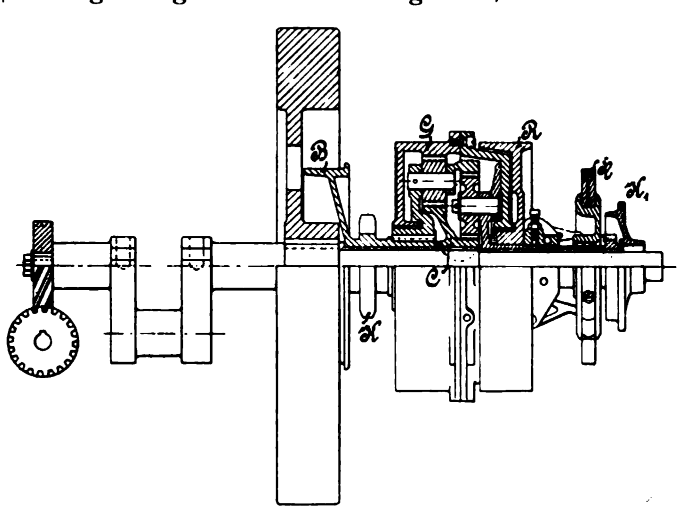


Fig. 7. Wechselgetriebe des Oldsmobiles.

Für den Rückwärtsgang wird das zweite Umlaufräderwerk benutzt, und zwar wird mit Hilfe des anderen Bremsbandes dessen Umlaufkranz festgestellt, wodurch jetzt der zugehörige Innenzahnkranz, und damit das Kettenrad *K*, von dem Zentralrad im umgekehrten Sinne und langsamer gedreht wird. Die Uebersetzung rückwärts beträgt 1 : 3,2.

Während jeder der beiden Bewegungen ist jedesmal das nicht benutzte Umlaufräderwerk frei und kann sich nach den aufgezwungenen Drehungen des anderen richten. Hebt man diese Bewegungsmöglichkeit auf, so muss sich das ganze Getriebe als starres Stück mit der Kurbel-

welle drehen, d. h. man hat auf diese Weise eine zweite, grosse Geschwindigkeit vorwärts. Das Festklemmen wird dadurch hervorgebracht, dass durch teilweise seitliche Verschiebung des Körpers R das in ihm befindliche Stück des Gehäuses G angekuppelt wird; das Stück R ist zweiteilig, die Berührungsflächen mit G sind als Scheibenkupplung ausgebildet. Die in der Zeichnung noch dargestellten Scheiben sind: Bremsscheibe B, fest verbunden mit dem Kettenrad, zur Wagenbremsung; Verschiebungsring H zum Anpressen der Scheibenkupplung; Kettenrad K_1 zum Andrehen des Motors, mit der Kurbelwelle fest verbunden.

Das ganze Getriebe bildet ein gut durchkonstruiertes, geschlossenes Stück, kann für die Schmierung der Zahnräder bequem und ohne Schaden für die Kuppelflächen mit Oel gefüllt werden und hat den grossen Vorzug, dass der Wechsel der Uebersetzungen allmählich und nicht stossweise wie bei den gewöhnlichen Zahnradgetrieben stattfindet. Das Anfahren der Oldsmobilwagen ist daher auch ein sehr sanftes. Die beiden Vorwärtsgeschwindigkeiten werden nacheinander durch denselben Hebel bedient, der seinen Platz an der Innenseite des rechten Vordersitzes gefunden hat. Der Rücklauf wird durch ein Pedal eingeschaltet.

Ueberhaupt ist zu sagen, dass die einzelnen Teile vorzüglich durchgearbeitet sind, wenn auch der Gesamteindruck des Untergestelles etwas wirr ist. Der Motor z. B., von dem Fig. 8 die äussere Ansicht gibt, sieht ausserordentlich glatt aus und erscheint als Nachbildung der normalen liegenden Gasmaschine durchaus modern.

Die Leistung der Wagen ist infolge ihres geringen Eigengewichtes bemerkenswert. Auf ebener guter Strasse wird eine Geschwindigkeit von 40—50 km/St. bequem erreicht, kurze Strecken sandigen Weges werden mit dem grossen Schwungrad gut überwunden, auch das Fahren auf sehr unebener Strasse ist infolge der vorzüglichen Federung ganz erträglich.

Als wichtigste Nachahmung des leichten Wagens einzylindriger Bauart sei das Fahrzeug der *Cadillac* Werke Detroit noch in Fig. 9 vorgeführt. Die Anordnung ist im wesentlichen dieselbe wie beim Oldsmobil, nur sind die Vorratsbehälter nicht in der vorderen Haube untergebracht. Auch dieses Fahrzeug wird mit viersitzigem Wagenkasten ausgerüstet und hat eine ziemliche Bedeutung erlangt. Die Fabrik stellt während der Hauptgeschäftszeit täglich 40 Wagen her, allerdings ist auch die Massenfabrikation bis ins äusserste durchgeführt. Die von Ame-

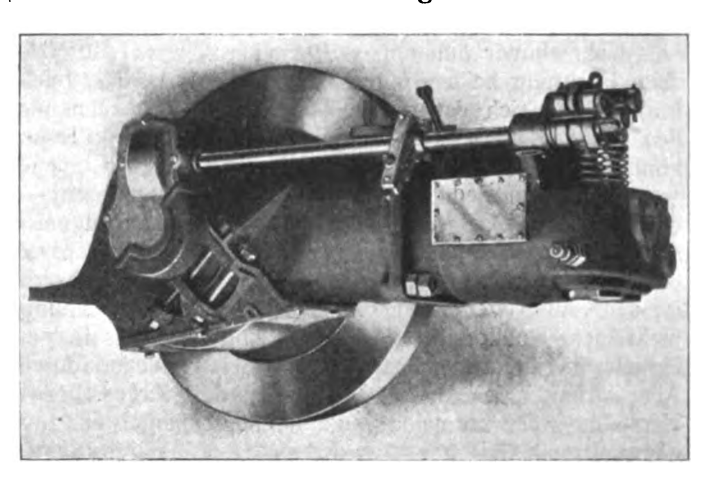


Fig. 8. Motor des Oldsmobils.

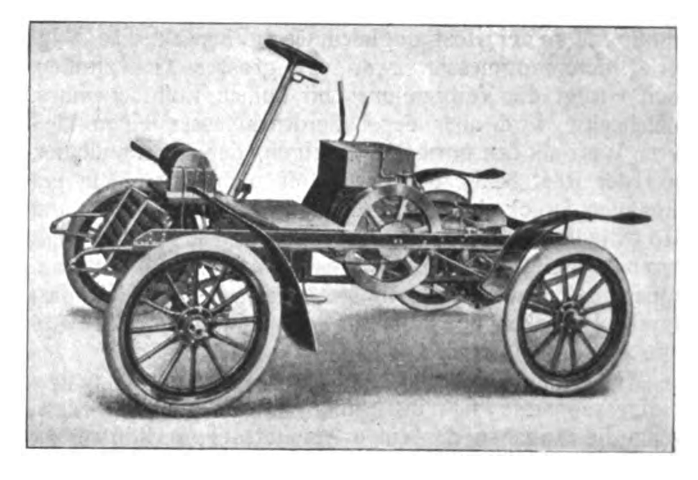


Fig. 9. Untergestell des leichten Wagens der Cadillacwerke.

rika oft berichtete Tatsache, dass das Fabrikat einer Gesellschaft nur in einer bestimmten Farbe zu haben ist, liegt hier wirklich vor; es gibt nur rote Cadillacs.

(Fortsetzung folgt.)

Der Zugmesser, insbesondere der Differenz-Zugmesser und sein Wert für die Feuerungskontrolle.

Von **A. Dosch.**

(Schluss von S. 90 d. Bd.)

III.

Die beiden Arten Zugmessapparate reagieren gewissermassen in entgegengesetztem Sinne auf die Vorgänge bei der Verbrennung im Feuerraume; wenn daher die Angabe des einen Apparates unter gegebenen Verhältnissen zu falschen Schlüssen führen kann, so muss sich aus den Angaben des anderen Apparates folgern lassen, wann dies der Fall ist, wann nicht.

Betrachten wir zunächst die hier in Frage kommenden Angaben des *gewöhnlichen Zugmessers*. Wenn z. B. der Rost verschlackt ist und die Normalzugstärke durch geeignete Stellung des Regulierschiebers eingestellt ist, braucht durchaus keine befriedigende Verbrennung einzutreten und es wird dies auch nicht der Fall sein. Der Luft wird eben der Zutritt zum Brennstoffe durch die angesammelten Verbrennungsrückstände erschwert. Trotzdem also eine normale oder je nach Umständen sogar eine etwas höhere Zugstärke über dem Roste vorhanden und durch den Unterdruckmesser angezeigt wird, verbrennt der Brennstoff schlecht.

Aehnliche falsche Folgerungen können aus den Angaben des *Differenzzugmessers* gezogen werden. Derselbe zeigt z. B. auch eine grosse Zugdifferenz, also ein grosses Gasvolumen in den Zügen an, wenn der Brennstoff auf dem Roste abgebrannt ist, die Brennschicht also dünn und locker ist, oder aber wenn der Heizer den Rost derart beschickt hat, dass freie Stellen in der Brennschicht geblieben sind, durch die die Luft nahezu ungehindert eintreten kann. Aus den Angaben des Differenzzugmessers allein würde man zu der Meinung kommen, es finde eine sehr lebhafte Verbrennung unter Entwicklung eines

grossen Gasvolumens statt. Nur wenn gleichzeitig die vorhergehenden Umstände beachtet wurden und wenn gleichzeitig der Betrieb ein ziemlich gleichmässiger ist, werden solche falsche Folgerungen selten gezogen.

Nehmen wir nun an, es befinden sich an der gleichen Feuerung beide Zugmessapparate, so wird es sich fragen, wie sich der zweite Apparat verhält, wenn aus den Angaben des ersten falsche Schlüsse gezogen werden können.

Ist — um den gleichen Fall wieder anzuführen — der Rost verschlackt und zeigt der gewöhnliche Zugmesser den Normalwert, so wird jetzt der Differenzzugmesser einen kleineren Wert als den normalen anzeigen. Damit ist dann ohne weiteres erkennbar, dass die Verbrennung nicht mehr vollkommen normal verläuft und dass in geeigneter Weise Abhilfe zu schaffen ist: entweder durch Abschlacken oder durch Verstärken des Zuges bezw. Herstellung der normalen Zugdifferenz, solange dies angängig ist.

Ist anderseits die Anzeige des Differenzzugmessers zweideutig, so tritt wieder der Unterdruckmesser helfend ein. Ist, wie oben angenommen, die Brennschicht abgebrannt oder der Rost ungleichmässig bedeckt, so zeigt der Differenzzugmesser zwar ein grosses Gasvolumen, doch erfolgt die Verbrennung mit hohem Luftüberschuss. Gleichzeitig wird aber der Unterdruckmesser einen kleineren Wert als den normalen anzeigen, der damit andeutet, dass der Rost bezw. der Brennstoff nicht mehr dem genügenden Druck der Luft ausgesetzt ist, die Verbrennung also wiederum nicht mehr vollkommen normal erfolgt. Durch geeignete Vorkehrungen: Aufwerfen frischen Brennstoffes, oder, wenn eben aufgeworfen wurde, gleichmässigeres Bedecken des Rostes, kann wiederum leicht Abhilfe geschaffen werden.

Es ergibt sich mithin, dass die Angaben der beiden Zugmessapparate sich in bester Weise ergänzen: Stets, wenn die Angaben des einen Apparates Trugschlüsse zulassen, werden sie durch die Angaben des zweiten Apparates berichtigt.

Bei ununterbrochener Beschickung stellen sich die Verhältnisse ganz ebenso, nur dass sie sich hier noch insofern einfacher gestalten, als hier die günstigste bezw. normale Zugstärke und normale Zugdifferenz stets gleichbleibend sein sollen; Abweichungen der einen oder anderen von dem normalen Werte zeigen auch hier anormale Zustände im Feuerraume an.

Das Gesagte gilt zunächst nur für normalen Betrieb; soll letzterer verändert werden, so ist — ausgenommen bei veränderlicher Rostfläche — sowohl mit verändertem Unterdruck als auch mit verändertem Differenzzug zu arbeiten, und zwar ist beides zu verkleinern, wenn die Rost- und Kesselleistung kleiner werden soll, oder zu erhöhen, wenn die Leistung grösser werden soll. Genaue Angaben über das Mass der Veränderung lassen sich allerdings nicht geben, es sei denn, man stelle es durch besonderen Versuch fest.[3])

IV.

Des öfteren war in vorstehendem von der günstigsten Zugstärke bezw. Differenzzugstärke oder auch von dem Normalwerte derselben die Rede; es wird nun keine müssige Frage sein, wie denn dieser Wert möglichst einfach und genau ermittelt werden kann. Auch in den Prospekten der meisten Firmen, die Zugmessapparate liefern, wird von einer günstigsten Zugstärke gesprochen, ohne jedoch über deren nur annähernde Bestimmung gewöhnlich Aufschluss zu geben. Aber gerade diese Bestimmung der günstigsten Zugstärke (vor allem für normalen Betrieb), auf der dann weitere Folgerungen für kleinere oder grössere Kesselbeanspruchungen aufgebaut werden können, ist von äusserster Wichtigkeit für die Nutzanwendung eines Zugmessapparates. Es ist dies eine geringe Mühe, der man sich aber auf jeden Fall unterziehen sollte, wenn man einen wirklichen Vorteil von der Anlage solcher Apparate haben will.

Zunächst ergibt sich für einen bestimmten Betrieb eigentlich von selbst, dass die günstigste Zugstärke oder auch die günstigste Zugdifferenz jene ist, bei welcher die gewünschte Dampfmenge oder Wärmeleistung mit der geringsten Brennstoffmenge erreicht wird. Dies ist sehr einfach gesagt, immerhin aber nicht gar zu leicht festgestellt. Es wird hierbei erforderlich, während gewisser, nicht zu kurz zu wählender Zeitabschnitte die verbrauchte Kohlenmenge abzuwiegen und bei dem Uebergang von dem einen Betriebsabschnitt in den anderen die Zugstärke zu ändern. Soll die Bestimmung einigermassen genau sein, so nimmt sie immerhin ziemliche Zeit in Anspruch.

Von anderer Seite wird gesagt, die günstigste Zugstärke oder Differenzzugstärke sei derjenige geringste Wert, bei welchem die gewünschte Dampfmenge eben noch erreicht wird. Für einen ganz bestimmten Fall kann dies zwar zutreffend sein, im allgemeinen ist dies jedoch unrichtig, da hierbei keinerlei Rücksicht auf die Schichthöhe des Brennstoffes genommen ist. Es kann ja durchaus nicht gleichgültig sein, bei welcher Schichthöhe dieser geringste Wert der Zugstärke festgestellt wurde: war diese gross, so wird, wenn später mit kleinerer Schichthöhe gearbeitet wird, eine zu grosse Luftmenge eintreten, war sie klein, so wird die Verbrennung, wenn die Schichthöhe vergrössert wird, unvollkommen. Im übrigen ist diese Feststellung natürlich nur für ganz gleichbleibenden Betrieb auszuführen.

Am sichersten gelangt man zur Ermittlung der günstigsten Zugstärke, wenn man sich der Bestimmung des Kohlensäuregehaltes der Gase mittels eines Handabsorptionsapparates bedient, der ja in den meisten Betrieben vorhanden ist und dessen Anschaffung selbst für kleine Betriebe zu empfehlen sein würde. Er könnte dann jederzeit zur Nachkontrolle der Zugkraft und zu ihrer Neubestimmung dienen, falls zur Verwendung einer anderen Kohlensorte übergegangen werden soll.

Unter Zuhilfenahme des Kohlensäuregehaltes verfährt man bei der Bestimmung der günstigsten Zugstärke oder der günstigsten Differenzzugstärke etwa in folgender Weise: Man geht z. B. von der grössten Zugstärke — also bei ganz geöffnetem Schieber — aus und treibt den Kohlensäuregehalt durch entsprechende Massnahmen auf etwa 12 v. H. bis höchstens 14 v. H. Dies kann geschehen durch Verkleinern der Zugkraft, anderseits durch Halten einer grösseren Schichthöhe, je nach dem das eine oder das andere erforderlich ist.

Voraussetzung bei diesen Bestimmungen bezw. bei ihrer Nutzanwendung bleibt, dass auch späterhin möglichst immer dieselbe Schichthöhe beibehalten bezw. möglichst immer die gleiche Brennstoffmenge aufgeworfen wird.

Sobald zur Verfeuerung eines anderen Brennstoffes übergegangen wird, ist es erforderlich, die günstigste Zugstärke (Unterdruck) von neuem festzustellen. Ist die Verbrennung dieses anderen Brennmittels bei gleichem Kohlensäuregehalte zu erreichen, so bleibt die günstigste Zugdifferenz die gleiche. In diesem Umstande liegt aber zweifellos eine Ueberlegenheit des gewöhnlichen Zug- oder Unterdruckmessers gegenüber dem Differenzzugmesser, denn letzterer könnte die günstigste Zugdifferenz anzeigen, ohne dass eine gute Verbrennung eintritt. Es ist daher von Vorteil, auch die günstigste Zugdifferenz wieder von neuem zu bestimmen, sobald ein anderer Brennstoff be-

[3]) Kombinierte Unterdruck- und Differenzzugmesser werden ausgeführt von der Firma *G. A. Schultze*, Berlin-Charlottenburg.

nutzt werden soll, vorausgesetzt, dass die Apparate einzeln benutzt werden sollen.

Die Veränderung dieser so ermittelten günstigsten Zugstärke (oder Differenzzugstärke) bei grösserer oder geringerer Kesselleistung war in den Abschnitten II und III des näheren erörtert.

Unter Beachtung des daselbst Gesagten und unter Benutzung der zuletzt erörterten und mit einfachen Mitteln feststellbaren günstigsten Zugstärke bezw. günstigsten Differenzzugstärke, ist es somit wohl möglich, eine gewisse Kontrolle über eine Feuerung zu schaffen, besonders dann, wenn die Angaben beider Zugmessapparate vereint benutzt werden. Der Wert der Feuerungsüberwachung durch die letzteren Apparate liegt allerdings nicht darin begründet, dass aus ihren Angaben, sofern sie aufgezeichnet wurden, mit Sicherheit zu ermitteln wäre, ob der Heizer die Feuerung wirklich sachgemäss bediente, als vielmehr darin, dass dem Heizer selbst ein Mittel gegeben ist, den Stand des Feuers und den Vorgang der Verbrennung bei einiger Aufmerksamkeit nahezu sicher beurteilen zu können. Hierbei muss also für den Nutzen der Zugmesser in erster Linie mit vorausgesetzt werden, dass auch der Heizer die Angaben der Apparate wirklich beachtet und für den Betrieb nutzbar macht.

Wenn somit eine Hauptbedingung für den durch Anlage von Zugmessapparaten eintretenden Nutzen ein zuverlässiger, aufmerksamer und gewissenhafter Heizer ist, so darf man doch anderseits nicht ausser Acht lassen, dass eben auch ein guter Heizer gewisse Anhaltspunkte für die Bedienung einer Feuerung nötig hat, ohne deren Vorhandensein ihm eine gute Bedienung erschwert wird und er nur nach eigenem Gutdünken handeln kann. Umsomehr muss jedoch ein Wegweiser über die Vorgänge in einer Feuerung vorhanden sein, je weniger durchgebildet der Heizer ist; bei einem solchen haben die ihm durch Zugmessapparate gegebenen Andeutungen nicht nur insofern Wert, als sie ihn auf nicht sachgemässe Behandlung der Feuerung aufmerksam machen, sondern auch insofern, als sie ihn zu einer sachgemässeren Handhabung aller Obliegenheiten erziehen helfen. Dies darf auch dann noch als zutreffend gelten, wenn ihm ein Teil seiner Tätigkeit durch selbsttätige Feuerungen abgenommen wird, denn auch hier bedarf das Anpassen der Rostleistung an die verlangte Dampfproduktion besonderer Aufmerksamkeit.

Die angegebenen Gründe sind daher wohl wichtig genug, die Anlage von Zugmessapparaten zu befürworten.

Booster-Berechnung.

In No. 15 des „Electrical World and Engineer" vom 9. IV. 04 veröffentlicht *Wm. A. Del Mar* ein graphisches Verfahren zur Berechnung von Booster, das in eleganter Weise durchgeführt viel Interessantes bietet. Der Booster ist ein Generator, der mit einer elektrischen Strom führenden Leitung in Serie geschaltet ist, um den Spannungsabfall in dieser Leitung ganz oder teilweise aufzuheben. Die Vereinigung beider wirkt also wie ein Leiter ohne oder mit nur geringem Widerstand. Seine hauptsächliche Verwendung hat er bei elektrischen Bahnanlagen gefunden, da die hier zur Verwendung kommenden grossen Ströme bedeutende Spannungsverluste in den Kraftleitungen herbeiführen. Anstatt nun ein ausgedehntes Netz von Speiseleitungen anzuwenden, verschafft der Booster dieselben Vorteile mit weit geringeren Kosten. Am häufigsten wird er verwendet, um den Spannungsabfall in der geerdeten Rückleitung zu verringern, nicht etwa weil derselbe eine besondere Höhe erreicht, sondern um die gewaltigen Zerstörungen, welche die im Erdboden vagabundierenden Ströme an fremden Kabeln und Rohrleitungen herbeiführen, zu verringern.

Der Booster ist gewöhnlich eine Maschine mit Serienwicklung, deren Spannung nahezu proportional mit dem Strom ansteigt. Fig. 1 zeigt die Charakteristik einer solchen Maschine; dieselbe weicht tatsächlich nur wenig von der daneben gezeichneten geraden Linie ab. Bei Behandlung der Probleme einer Bahnanlage ist es allgemein gebräuchlich, den Strom längs der Leitung als gleichförmig verteilt anzunehmen, derartig, dass er am Endpunkt der Leitung Null ist und mit der Annäherung an die Zentrale gleichförmig zunimmt. Die Stromverteilung längs einer Bahnleitung kann also durch die gerade, gleichförmig ansteigende Linie der Fig. 2 dargestellt werden.

Schliesst man, wie es Fig. 3 schematisch zeigt, an die geerdete Rückleitung bei J das isolierte Kabel eines Boosters an, so wird man je nach den Spannungsverhältnissen Diagramme erhalten, wie sie in Fig. 4 als typische Beispiele gegeben sind. Fall I zeigt einen Booster, der den gesamten Spannungsabfall in seinen Kabeln aufhebt und das Potential des Anschlusspunktes J auf das Potential der Verteilungsschienen in der Zentrale bringt. Das Boosterkabel nimmt nicht bloss den gesamten Strom von dem Endpunkt bis zum Anschlusspunkt auf, sondern auch noch einen Teil des Stromes zwischen dem Anschlusspunkt und dem Maschinenhause. In diesem Abschnitt der Rückleitung teilt sich der Strom in einem Punkt I, der so gelegen ist, dass der Widerstand der Leitung von I bis zu der Zentrale gleich ist dem Widerstand von I bis zum Anschlusspunkt J. In dem ganz ähnlichen Falle II hebt der Booster den Spannungsabfall in seinen Kabeln nur zum Teil auf, trotzdem nehmen die Boosterkabel ausser dem rechtsseitigen Strom (nach der Figur bezeichnet) auch einen Teil des linksseitigen Stromes auf. Fall III stellt den Grenzfall dar, dass der Booster den Spannungsabfall in seinen Kabeln nur soweit aufhebt, dass der ganze rechtsseitige Strom in die Boosterkabel übergeht. Im Fall IV nimmt der Booster nur einen Teil des rechtsseitigen Stromes in seine Kabel auf, der Rest und der ganze linksseitige Strom fliesst durch die geerdete Leitung zurück. Denkbar ist noch ein V. Fall, der eigentlich noch vor Fall I hätte behandelt werden müssen, wenn nämlich der Punkt J auf ein geringeres Potential gebracht wird, als die negative Verteilungsschiene.

In Fig. 5 ist für die Stromrückleitung $HIJD$ der Stromverlauf ohne Booster gegeben durch $ABCD$ entsprechend Fig. 2.

Ist bei J ein Booster angeschlossen, der so wie in Fall II angegeben wirkt, so ist die Stromverteilung gegeben durch $GIKCD$. Kennt man die Punkte I und J, so kann man die Stromkurve zeichnen, indem man $IJK = CEB$ und $IHG = BFA$ macht. Der Verlauf des Spannungsabfalles ist in Fig. 6 gegeben, wobei die Punkte $HIJD$ den gleichnamigen Punkten in Fig. 5 entsprechen. Der Spannungsabfall IN ist hervorgebracht durch den Strom HGI, LN durch IJK, MP durch DJC und JM durch den Strom in den Boosterkabeln. Die Grösse des Spannungsabfalles MP ist für jede Lage des Punktes J gegeben in Fig. 7. Man erhält diese Kurve aus Fig. 8, wo die Kurve R den Verlauf des Spannungsabfalles ohne Booster gibt, und die Ordinaten RS den Ordinaten der Spannungskurve in Fig. 7 entsprechen. Den Spannungsabfall IN erhält man aus Fig. 9, indem man verschiedene Punkte I annimmt und zu den jeweiligen Strömen IG den entsprechenden Verlust IT entnimmt.

Fig. 10 zeigt zwei Kurven des Spannungsverlustes, die zwei Stromkurven entsprechen, die in D bezw. in S ihren Anfang nehmen. Die Differenz zwischen den beiden Stromkurven ist $UV = HT$, ebenso ist $HU = TV$; den Spannungsabfall SV kann man ansehen als die Summe aus zwei Spannungsabfällen, hervorgebracht durch den anwachsenden Strom TV und den gleichförmigen Strom HT. Entsprechend ist der Spannungsab-

fall $S V$, hervorgebracht durch den Strom $H U$. Man hat also $S V_1 = S V_2 + H T \times$ (Widerstand von $H S$) oder $S V_1 = S V_2 - H T \times$ (Widerstand von $H S$).

Fig. 1 ersieht, dass der Booster infolge der Beschaffenheit seiner Charakteristik günstiger bei halber Belastung arbeitet, als bei Vollast, so ist es besser, bei Neuberechnungen den Booster reich-

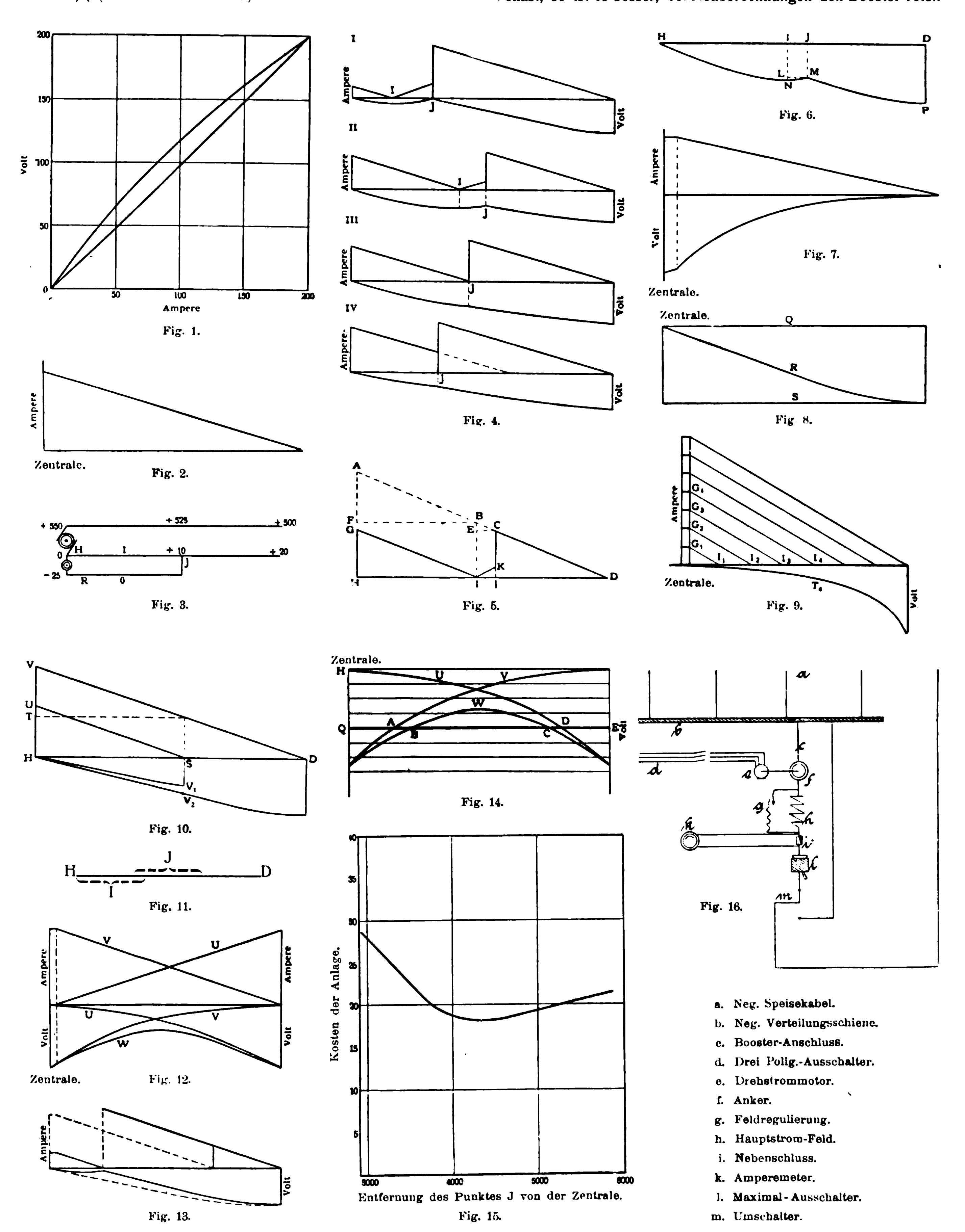


Fig. 1. Fig. 2. Fig. 3. Fig. 4. Fig. 5. Fig. 6. Fig. 7. Fig. 8. Fig. 9. Fig. 10. Fig. 11. Fig. 12. Fig. 13. Fig. 14. Fig. 15. Fig. 16.

Hat man für die in Frage kommende Bahnlinie die Kurven von Fig. 7 und 9 konstruiert, so ist es leicht, einen Booster für jeden gewählten Spannungsabfall zu berechnen. Da man aus

lich gross zu nehmen, und auch kommende Vergrösserungen gleich mit in die Berechnung einzuziehen.

Die Spannung V, die der Booster liefern muss, kann man

aus Fig. 3 entnehmen; da bekanntlich die Summe der Spannungen in jedem geschlossenen Stromkreis gleich 0 sein muss, so ergibt sich für den Stromkreis $RJIH$:

Spannungsabfall in IH + Spannungsabfall in RJ — Spannungsabfall in $IJ - V = 0$

oder daraus

V = Spannungsabfall in RI + Spannungsabfall in IH — Spannungsabfall in IJ.

Die Grösse des Spannungsabfalles in IH und IJ entnimmt man aus Fig. 6 als IN und LN; ferner ergibt sich aus der gleichen Fig. 6

$$JM = DP - MP \text{ und}$$
$$LN = IN - JM = IN - DP + MP \quad . \quad . \quad a),$$

so dass man die Gleichung für die Spannung des Boosters auch schreiben kann V = Spannungsabfall in den Boosterkabeln

$$+ DP - MP \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad b)$$

Die Punkte J und I müssen immer so gewählt sein, dass die beiden Gleichungen a) und b) erfüllt sind.

Mit Rücksicht auf Fig. 6 und 9 erkennt man, dass für einen bestimmten Spannungsabfall DP der Punkt I nur so weit sich von der Zentrale entfernen kann, bis sich nach Fig. 9 der Spannungsabfall DP ergibt; J kann sich im äussersten Fall so weit von I entfernen, bis der Widerstand IJ = Widerstand JD geworden ist. Mit Rücksicht auf Fig. 6 und 7 erkennt man, dass J anderseits nur so nahe der Zentrale rücken kann, bis die Ordinate aus Fig. 7 die Grösse DP hat; da man I der Zentrale beliebig nahe rücken kann, ergeben sich für die Pnnkte I und J die in Fig. 11 angedeuteten Grenzen. Den günstigsten Punkt I und den dazu gehörigen Wert für J findet man nur durch probieren. Man wählt also beliebige Worte für I natürlich innerhalb seiner Grenzen und bestimmt den entsprechenden richtigen Wert für J. Dazu legt man sich zweckmässig eine Tabelle mit folgenden sechs Rubriken an:

1. Länge HJ in m. 2. Spannungsabfall $LN = IN + MP - DP$. 3. Länge IJ in m. 4. Stromstärke JK in Amp. 5. Widerstand IJ in Ohm. 6. Spannungsabfall in $IJ = \frac{1}{2} IK$ Amp. $\times$ IJ Ohm.

Wählt man innerhalb der Grenzen der Fig. 11 einige Worte HJ, so wird man für den gewählten Punkt I den richtigen Wert von J, der sich dadurch kennzeichnet, dass die Rubriken 2 und 6 gleiche Werte ergeben, bald finden. Aus dem früher Gesagten ergibt sich, dass es falsch wäre, $IN < DP - MP$ zu machen, denn LN muss dasselbe Vorzeichen haben wie $DP - MP$ und DP kann niemals kleiner als MP werden. Man braucht also nicht $HJ < HI$ zu machen und diese Bedingung verringert den Bereich für die Wahl von HJ, so dass man selten mehr als drei oder vier Versuche zn machen braucht, um zu einem gewählten I das richtige J zu finden.

Für jeden gewählten Punkt I kann man sodann die Kosten der Booster-Anlage in folgender Weise finden. Der Strom im Boosterkabel ist die Summe von $JC + JK$ (Fig. 5). Beide Grössen sind bekannt, wenn I und J bekannt sind. Der Querschnitt des Kabels ist dem Strome entsprechend zu wählen, daraus kann man den Widerstand des Kabels und den Spannungsabfall in demselben berechnen. Die Spannung im Booster ergibt sich aus der früher abgeleiteten Formel zu V = Spannungsverlust in dem Boosterkabel, $+ DP - MP$. Aus Strom und Spannung berechnet sich die Leistung des Boosters. Die Kosten der Maschine nimmt man zu einem bestimmten Satze an, etwa 300 M./KW. und schlägt dazu die Kosten für Schaltbrett und Installationsmaterial zwischen 2000 und 6000 M., endlich die Kosten für das Kabel und seine Verlegung und erhält so die Gesamtkosten der Boosteranlage.

Im weiteren sollen noch einige Betrachtungen an die Fig. 4 angeschlossen werden. Zunächst an den Fall III, als an den einfachsten. Man hat hier zwei vollständige Verlustkurven, jede wird einzeln horizontal, wenn in dem betreffenden Abschnitt kein Strom fliesst. Jede dieser Kurven kann aus Fig. 7 und 9 abgeleitet werden. Der gesamte Spannungsverlust von der Zentrale bis zum Ende der Linie ist unabhängig von der Lage des Punktes J und ist die Summe der beiden Kurven. In Fig. 12 sind die beiden Kurven übereinander gelegt und die Summenkurve W eingezeichnet. Wenn der Spannungsverlust kleiner ist als der kleinste Wert von W, dann ist der Fall III ausgeschlossen. Im andern Falle sind zwei Lagen für den Punkt J möglich, die beide den gleichen Spannungsverlust ergeben (Fig. 13).

Im Fall II ist für eine gegebene Lage von J der gesamte Spannungsverlust ein Maximum, wenn I und J zusammenfallen (Fall III). Der totale Spannungsabfall kann also die Kurve W nicht überschreiten. Mit Berücksichtigung von Fig. 14 erkennt man, dass für einen berechneten Spannungsabfall HQ der Punkt J rechts vom Schnittpunkte von QE mit der Kurve V gewählt werden muss, da sonst der Spannungsabfall am Ende der Leitung grösser als HQ ist. Da ferner der Punkt J nicht unterhalb der Kurve W liegen kann, so muss J zwischen A und B oder zwischen C und E gewählt werden. Nimmt man J zwischen A und B, so muss der Booster grossen Strom bei kleiner Spannung aufnehmen; da dies ungünstige Maschinen ergibt, wird man im allgemeinen J zwischen C und E legen. Ist HQ kleiner als der kleinste Wert von W, so kann J überall zwischen A und E liegen. Für den Punkt I gelten folgende Regeln: er kann nicht rechts vom Schnittpunkte von QE mit der Kurve U liegen, da sonst der Spannungsabfall zwischen J und der Zentrale grösser als QE wird. Diese Ueberlegungen verringern noch das Gebiet, in denen man bei den Versuchen für die richtige Wahl der Punkte I und J die Annahmen macht, so dass die Zahl der nötigen Versuche nicht gross werden kann.

Wenn der Spannungsverlust unter einem gewissen Betrage bleiben soll, dann kommen die Fälle III und IV garnicht in Betracht, sondern nur I oder II, und hier muss die vorteilhafteste Anordnung durch probieren gefunden werden. Bei Fall I hat man noch die Wahl, ob man den grössten zulässigen Spannungsabfall zwischen H und J, also in die Nähe der Zentrale, oder zwischen J und D, also an das Ende der Leitung verlegen will.

Hat man die Kosten der Booster-Anlage für verschiedene Lagen des Punktes I in der oben beschriebenen Weise berechnet, so zeichnet man sich nach Fig. 15 eine Kurve, für die Kosten als Ordinaten zu der Entfernung des Punktes I von der Zentrale als Abszisse, aus der sich dann die billigste Anordnung durch das Minimum der Ordinate ergibt.

Fig. 16 gibt schematisch die Anordnung des Schaltbrettes und die nötigen Apparate, nämlich Amperemeter, Maximalausschalter und Umschalter. Letzterer gestattet den Booster auszuschalten und die Boosterkabel direkt mit den Verteilungsschienen zu verbinden. Der Antrieb des Boosters ist durch einen Drehstrommotor angedeutet.

Ein Booster soll folgende Eigenschaften besitzen:

Nachdem er 24 Stunden unter voller Belastung gelaufen, darf die Temperatur keines Teiles der Maschine mehr als 40° C über die Temperatur des Raumes betragen, vorausgesetzt, dass letztere nicht über 25° C liegt. Er muss 25 v. H. Stromüberlastung oder 50 v. H. Leistungsüberlastung während einer halben Stunde ohne übermässige Erwärmung aushalten, ebenso eine momentane Belastung mit der doppelten Leistung (100 v. H. Ueberlast).

Zur Berechnung des Stromes in den Boosterkabeln, wenn der Booster selbst abgeschaltet ist, hat man, wenn I der gesamte Strom in der Leitung im Punkte J, i der Strom im Boosterkabel ist, ferner wenn R den Widerstand der Kraftleitung zwischen J und der Zentrale und v den Widerstand des Boosterkabels bezeichnet, wenn endlich der Spannungsabfall zwischen H und J sich zu $R \times \frac{1}{2} (I - i)$ und der Spannungsabfall im Boosterkabel zu $r \,.\, i$ sich berechnet, die Bedingung, dass diese beiden Spannungsverluste gleich sind; also $v \,.\, i = \frac{1}{2} R \,.\, (I - i)$ und daraus

$$i = \frac{R \,.\, I}{2\,v + R}$$

Für den Vergleich der Kosten eines Systems mit Speise-

leitungen, mit einem System mit Boosterverwendung sind selbstverständlich die Beträge der jährlich in den Leitungen verlorenen Energie als Kapital samt Zinsen einzubeziehen.

Will man den Booster in Anlagen verwenden, die von beiden Seiten aus mit Kraft versehen werden, so muss man jede Station mit Boostern ausrüsten, denn sonst übernimmt jene Station, die allein einen Booster besitzt, einen übergrossen Betrag der Leistung. Zweckmässig wird es dabei immer sein, die positive Zuleitung in der Mitte zu unterbrechen.

Die Automobilausstellung zu Berlin.

Die Automobilausstellung zu Berlin ist die grösste, die bis jetzt in Deutschland veranstaltet wurde. Das Automobil verwandelt sich immer mehr von einem leichten, offenen Sportfahrzeug in einen bequemen Wagen, der auch bei schlechtem Wetter benutzt werden kann. Die Motore sind daher durchschnittlich viel stärker geworden und meist als Mehrzylindermaschinen ausgebildet, da diese eine grössere Betriebszuverlässigkeit gewährleisten, indem das Versagen eines Zylinders weniger schadet. Die Kristallisation um gewisse Grundformen und die Vereinfachung in der Fabrikation schreitet nur sehr langsam vor; man findet noch 8 PS-Einzylindermotore und auch 8 PS-Vierzylindermotore, auch die Betätigung und Anbringung des Saugventils ist fast noch ebenso verschieden, wie ich es in D. p. J. 1904, **319**, S. 516 u. ff., erläutert habe. Die grössten Unterschiede findet man z. Z. am Vergaser, der teils durch das Kühlwasser, teils durch die Abgase und teils gar nicht geheizt wird. Diese mannigfaltigen Variationen, besonders noch in Hinsicht auf die konstruktive Ausgestaltung, sind hauptsächlich deshalb möglich, weil die Benzinvergasung ein so überaus einfacher Vorgang ist, dass er sich auch vollzieht, wenn überhaupt kein besonderer Vergaser vorhanden ist, sondern wie bei einigen Motorrädern die Verbrennungsluft durch den Benzinbehälter hindurchgesaugt wird. Die Zentrifugalregulatoren wirken meist auf den Vergaser ein, sind aber infolge grosser Eigenreibung häufig labil und verursachen daher, wenn man sie sich selbst überlässt, ein sehr hässliches Arbeiten des Motors; es ist daher stets eine Handhabe, meist auf dem Steuerrad, angebracht, die jederzeit eine Beeinflussung des Reglers ermöglicht; hierdurch wird die Selbsttätigkeit zwecklos und es ist daher im Interesse der Einfachheit zu bewillkommnen, dass einige Firmen, z. B. die *Adlerfahrradwerke*, bei den ausgestellten Erzeugnissen den selbsttätigen Regler nicht mehr in Anwendung gebracht haben. Die Kettenkraftübertragung auf die Treibräder wird immer mehr durch den mit geringerem Reibungsverlust arbeitenden Gelenkwellenantrieb ersetzt. Dass der letztere häufig zu Betriebsstörungen Veranlassung gibt, ist weniger ein grundsätzlicher Fehler, als auf ungeschickte Ausführung zurückzuführen; beim Gelenkwellenantrieb wird nämlich in dem Gehäuse der Hinterachse ein Reaktionsmoment hervorgerufen, das meist sehr schlecht aufgenommen und daher nur normalen Beanspruchungen gewachsen ist; wird aber der Wagen in einer Steigung sehr plötzlich eingeschaltet oder vermittels der Vorgelegbremse stark verzögert, so treten so grosse Kräfte auf, dass leicht Zerstörungen veranlasst werden. Dies wird voraussichtlich noch häufiger vorkommen, zumal man jetzt wieder auf eine grössere Federungsmöglichkeit hinarbeitet. Die führende *Daimlermotorengesellschaft* hat nämlich wieder ein Fahrzeug mit doppelten Federn ausgestellt, wie man sie schon früher bei Automobilen hatte und stets bei Droschken findet. Ein paar Jahre hindurch hatte sich die Automobiltechnik mit den einfachen Federn begnügt, die man bei Eisenbahnfahrzeugen verwendet; auch die im Dezember 1904 stattgefundenen Pariser Automobilausstellung lässt eine baldige Vervollkommnung der Tragfedern ahnen. — Soweit das allgemeine über die ausgestellten Automobile. Nun verdienen noch einige, technisch interessante Ausstellungsgegenstände Erwähnung, zunächst drei Systeme von Dampfautomobilen. Dasjenige von *Fox* ist das bekannte der amerikanischen Dampfwagen: durch flüssigen Brennstoff geheizter Siederohrkessel und Schiebermaschine mit Kulissensteuerung; *Stoltz* verwendet einen sog. Rohrplattenkessel für ungefähr 40 atm Ueberdruck und eine Verbundmaschine mit Ventilsteuerung; *Altmann* hat einen ähnlichen Kessel wie *Fox*, aber eine Drillingsmaschine, deren einfach wirkende, mit Ventilsteuerung ausgerüstete Zylinder sternförmig in einem Abstand von 120° liegen und auf eine gemeinsame Kurbel wirken. Ein Benzinautomobil von *Krieger* hat elektrische Kraftübertragung auf die Hinterräder; der Benzinmotor treibt eine Dynamomaschine an, deren Strom auf zwei kleine Motore verteilt wird; letztere wirken vermittels einfacher Zahnradübersetzung auf je ein Hinterrad. Hier ist also noch eine mechanische Zahnradübertragung vorhanden. Rein elektrisch dagegen ist die Kraftübertragnng bei einem ganz ähnlichen Fahrzeug von *Lohner - Porsche*, bei dem die beiden Vorderräder zu zwei grossen Motoren ausgebildet sind. Eine hydraulische Kraftübertragung für Automobile ist von *v. Pittler* ausgestellt. Zwei kinematisch recht interessante Konstruktionen bewirken den mechanischen Antrieb der vorderen Lenkräder. Von den ausgestellten Motorbooten gebührt dem 500 PS-Sechszylinderboot der *Howaldtswerke* die meiste Beachtung.

Ludwig v. Löw, Dipl.-Ing.

Kleinere Mitteilungen.

Das Auspumpen elektrischer Glühlampen.

In No. 21 des „Electrical World and Engineer" vom 21. Mai 1904 bringt *S. E. Doane* eine Zusammenstellung der verschiedenen Verfahren, wie sie in den Glühlampenfabriken seit Beginn der Fabrikation gebräuchlich waren, und wie sie heute in Verwendung stehen, um das hohe Vakuum in den Glühlampen herzustellen. Neben Bekanntem findet sich auch manches Neue, worüber im Nachstehenden berichtet sein möge. Seit Beginn der Glühlampentechnik wurden die Lampen mit Quecksilberpumpen ausgepumpt, und dieser Gebrauch hat sich beinahe 20 Jahre hindurch erhalten, bis er neuerdings durch ein anderes Verfahren, das sog. chemische Verfahren, verdrängt wurde Zur Verwendung kamen zwei Arten von Quecksilberpumpen, beide hatten ihre Vorzüge, aber neben anderen den gemeinsamen Nachteil, dass sie grösste Aufmerksamkeit bei der Bedienung verlangten. Nur die besten Arbeiter konnten im Pumpenraum zu dieser un-



gemein ermüdenden, der Gesundheit sehr schädlichen Arbeit verwendet werden.

Bis zum Jahre 1885 wurde bei allen Glühlampenfabriken die *Sprengel*pumpe verwendet, die im wesentlichen darauf beruht, dass ein in einer engen Glasröhre fallender Quecksilberstrahl Luft mit sich nimmt. Derartige Pumpen geben ein hohes Vakuum, sind billig, einfach in Herstellung und Instandhaltung. Jede Lampe wurde einzeln an eine solche Pumpe angeschlossen; beim Versagen der Pumpe wurde daher nur diese eine Lampe in Mitleidenschaft gezogen; andererseits wurde jede Lampe unter den ihr günstigsten Bedingungen, sozusagen individuell ausgepumpt. Bei geschickten Arbeitern erhält man ein ziemlich gleichmässiges Erzeugnis. Demgegenüber standen aber grosse Nachteile: Die Arbeiter waren ununterbrochen den giftigen Quecksilberdämpfen ausgesetzt und ihre Hände waren stets schwarz von Quecksilberamalgam. Die Arbeiter mussten während der ganzen Arbeitszeit stehen, mit den Händen in Gesichtshöhe arbeiten; dabei waren sie fortwährend der strahlenden Hitze und dem grellen Lichte der mit Ueberspannung brennenden Lampen ausgesetzt. Trotz aller Anstrengung der Fabriken liess sich gegen diese Schädigungen keine Schutzmassregel treffen. Als es bekannt wurde, dass die Arbeit im Pumpenraum nicht ungefährlich sei, war es schwer, zuverlässige Arbeiter zu bekommen; nur solche aber waren für diese Pumpen brauchbar. Die Pumpen arbeiteten nämlich verschieden schnell, je nach dem jeweiligen Durchmesser des verwendeten Rohres, und der Reinheit der Glaswand, ferner je nach der Stärke des Verbindungsrohres zu den Glasballons und der Erwärmung der Lampen. Eine brauchbare Glühbirne muss nicht nur von allen in ihr enthaltenen Gasen und Dämpfen befreit werden, sondern es müssen auch bei der Herstellung alle an der Glaswand, im Glühfaden und nicht zum mindesten in den Platindrähten befindlichen Gase sorgsamst entfernt werden. Dies kann man nur bei sehr hoher Erwärmung erreichen. Die Lampen wurden mit einer konischen, innen geschwärzten Asbesthaube bedeckt und so durch die zusammengehaltene Wärme leicht so hoch erhitzt, dass das Glas bei geringer Unvorsichtigkeit sogar weich wurde und nun unter dem Gewicht des Luftdruckes nachgab und zusammengedrückt wurde. Die Fäden wurden durch den elektrischen Strom genügend hoch erhitzt. Um nun auch die Zuleitungsdrähte zu erhitzen, musste in einem bestimmten Zeitpunkt an die Lampe eine höhere Spannung angelegt werden, welche den Stromübergang unmittelbar von Draht zu Draht herbeiführte und diese dadurch bis zur Weissgluht erwärmte. Dieser Zeitpunkt musste genau abgepasst sein; denn weder vor noch nach diesem bestimmten Zeitpunkt lässt sich ein solcher unmittelbarer Stromübergang herbeiführen; in diesen Fällen schadete die hohe Spannung dem Glühfaden. Wie man aus dieser kurzen Beschreibung sieht, sind hier eine Menge Dinge sorgfältigst zu beachten und man kann leicht einsehen, dass eine solche Arbeit nicht mechanisch verrichtet werden kann, sondern die volle Aufmerksamkeit eines intelligenten Arbeiters verlangt.

Die *Geissler*pumpe vermied diese Fehler zwar zum grossen Teil, wies aber, wie sich allmählich herausstellte, auch wieder grosse Nachteile auf. Zunächst arbeiten diese Pumpen vollkommen gleich schnell, wobei etwa je 20 Lampen an eine Pumpe angeschlossen und alle Lampen gleichmässig von aussen durch Gasflammen erhitzt sind, indem die Lampen von einer gemeinsamen Haube bedeckt sind.

Hierdurch war es also möglich, für den Pumpenraum hinsichtlich Erwärmung der Lampen und Geschwindigkeit des Pumpens die gleichen Bedingungen zu schaffen, so dass für den ganzen Raum nur ein Meister nötig war, das andere konnten Arbeiter verrichten. Ferner fehlte bei diesen Pumpen die unmittelbare Berührung mit dem Quecksilber, auch die Quecksilberdämpfe fielen fast völlig weg und schliesslich wurden die Fäden beim Auspumpen der Lampen geschont. Dagegen sind folgende Nachteile der Pumpen hervorzuheben. Wenn von den 20 gleichzeitig angeschlossenen Lampen eine zerbrach, so wurden alle anderen in Mitleidenschaft gezogen; hatte aber eine Lampe nur einen kleinen, nicht gleich offenkundigen Fehler, so musste dieser erst mühsam gesucht werden. Die Pumpen waren sehr empfindlich und konnten durch den Bruch einer Lampe leicht völlig unbrauchbar werden, zum mindesten entstand eine schwierige Ausbesserung. Endlich ging der grosse Vorteil der *Sprengel*pumpe, dass jede Lampe individuell behandelt wurde, hier natürlich völlig verloren. Dieser letztere Nachteil wurde allmählich am schwersten empfunden.

Schon wollte man dazu übergehen, kleine *Geissler*pumpen für je eine Lampe aufzustellen, als das chemische Verfahren entdeckt wurde, das die Nachteile beider Verfahren vermeidet und dazu seine eigenen Vorzüge besitzt.

Es besteht im wesentlichen darin, dass der erwärmte Glaskolben zunächst durch eine Pumpe bis auf etwa 0,125 mm Quecksilbersäule ($^1/_{6000}$ atm) ausgepumpt wird, sodann von der Pumpe abgesperrt und durch elektrischen Strom im Faden erhitzt wird. Gleichzeitig wird Phosphordampf entwickelt, der mit den noch vorhandenen Spuren von Gasen Verbindungen eingeht, die sich in Form von durchsichtigen Niederschlägen auf der Glaswand abscheiden. Der ganze Vorgang, von dem Augenblicke an, wo die Lampe zuerst entzündet wurde, bis sie fertig abgeschmolzen ist, dauert etwa 60 Sekunden. In dieser Zeit spielen sich die folgenden Vorgänge ab: Eine halbe Minute, nachdem die Lampe an die Pumpe angeschlossen wurde, wird sie mit Strom beschickt. Der Strom geht durch die verdünnte Luft direkt über und erhitzt die Metallzuleitungen bis zur Weissglut. Dieser Zustand wird einige Sekunden aufrecht erhalten, sodann wird der Strom geschwächt und der Pumpe ungefähr 5 Sekunden Zeit gegeben, um die entstandenen Gase zu entfernen. Darauf wird die Lampe sehr nahe dem Kolben an der Pumpe abgesperrt; der Strom wird neuerdings gesteigert, bis wieder Weissglut der Zuleitungsdrähte auftritt. Nach etwa 1 Sekunde dehnt sich die blaue Flamme zwischen den Platindrähten ohne Spannungsänderuug allmählich aus, wobei die dunkelblaue Farbe in ein lichtes helles Blau übergeht und die Drähte sich etwas abkühlen. In diesem Augenblick wird der Phosphor, der von vornherein auf der Innenseite der Verbindungsröhre aufgetragen ist, verdampft; die entwickelten Dämpfe breiten sich in der Lampe aus, vereinigen sich mit den Gasen und bringen dadurch die blaue Farbe zum Verschwinden. Der plötzliche Farbenumschlag von blau zu gelb ist das charakteristische Zeichen dafür, dass die Lampe fertig zum Abschmelzen ist.

Die mechanischen Pumpen, die ein so hohes Vakuum hervorbringen, dass der Stromübergang direkt zwischen den Drähten stattfindet, müssen natürlich sehr gut sein. Man lässt daher den Kolben ständig unter Oel arbeiten. Eine Gefahr, dass das Vakuum durch die Pumpen zu hoch würde, als dass der Stromübergang erfolge, ist ausgeschlossen.

Die Nachteile des Verfahrens sind kurz die folgenden: Es können nur geschickte Arbeiter dazu verwandt werden, solche sind jedoch leicht zu bekommen, da die Arbeit mit keiner Schädigung der Gesundheit verbunden ist; bei den Verbindungen durch Gummi kann leicht eine Undichtigkeit entstehen, die Pumpen können versagen, die chemischen Reaktionen sind empfindlich und hängen auf bisher unerklärliche Weise von atmosphärischen und chemischen Einflüssen ab.

Die Arbeit wird im allgemeinen von Mädchen ausgeführt und zwar gleichzeitig an zwei Lampen. Die Arbeiterin, das Gesicht durch einen drehbaren Blechschirm, der vor die jeweilig zu behandelnde Lampe gedreht wird, vor der strahlenden Wärme und dem grellen Licht geschützt, sitzt vor einem Tisch, hinter dem die kleine Pumpe aufgestellt ist. Während Lampe *A* ausgepumpt wird, verbindet sie bereits die nächste *B* mit der Pumpe und den elektrischen Zuleitungen, damit sie zum Auspumpen sofort angeschlossen werden kann, sowie Lampe *A* von der Pumpe abgesperrt ist. Lampe *A* wird, nachdem sie von der Pumpe abgesperrt und Lampe *B* angeschlossen ist, auf chemischem Wege völlig von den Gasen befreit. Sowie die Reaktion eingetreten ist, wird *A* mit der Stichflamme abgeschmolzen. Unterdessen ist die *B* bereits soweit vorgeschritten, dass der Stromübergang eingeleitet werden kann. Während die Pumpe die

ausgetriebenen Gase entfernt, wird die folgende Lampe *C* fertig angeschlossen, um sofort wieder nach dem Absperren von *B* ausgepumpt zu werden.

Längere röhrenförmige Lampen sind besonders schwierig zu evakuieren, da die Phosphordämpfe schwer sind und nicht leicht den langen Raum durchdringen, und da zudem solche Lampen sich viel rascher abkühlen. Aehnliche Schwierigkeiten entstehen bei sehr kleinen Lampen, weil hier leicht zuviel Phosphor verdampft wird, der dann als undurchsichtiger Beschlag sich auf dem Glas abscheidet.

Die Verbindungsglasröhren, in denen der Phosphor aufgetragen ist, müssen eine gewisse Wandstärke haben, damit sie nicht eingedrückt werden, wenn der Phosphor durch die Stichflamme zum Verdampfen erhitzt wird, und enthalten darum eine gewisse Wärmekapazität. Entsprechend ist nun die Stichflamme, schon bevor die Reaktion vollendet ist, zu entfernen. Durch viele Uebung kommen die Arbeiterinnen bald dazu, die Bedingungen richtig einzuschätzen.

Besonders wertvoll bei diesem Verfahren ist, dass die Lampen nur ganz kurze Zeit mit der hohen Spannung beansprucht werden. Während früher die Lampen etwa 20 Minuten lang mit 10 v. H. Ueberspannung belastet wurden, dauert es jetzt nur einige Sekunden, um die Verbindungsdrähte weissglühend zu machen und die Gase aus ihnen zu entfernen. Man sieht leicht ein, dass solche Lampen eine ungleich grössere Nutzbrenndauer haben werden als die früheren stark überlasteten Lampen. So einfach dieses Verfahren erscheint, so hat es doch unendlich vieler Versuche bedurft, um es soweit auszuarbeiten, dass es die früheren Systeme völlig verdrängen konnte.

Rentabilität von sehr langen elektrischen Kraftübertragungen.

In No. 19 des „Eletrical World and Engineer“ vom 5. Nov. 1904 bringt *J. Eugen Wallace* Betrachtungen über die Rentabilität von Uebertragungen elektrischer Kraft auf sehr weite Entfernungen, die manches interessante enthalten. Bekanntlich wird bei einem Wirkungsgrad, der die billigste Energie liefert, nicht notwendig auch am meisten für die erzeugte Energie eingenommen, und ebenso wird, was vielleicht nicht so bekannt ist, nicht notwendig bei einem Wirkungsgrad, der den grössten Gewinn für die erzeugte Energie bringt, das Anlagekapital am höchsten verzinst. Da man nun für jede neu zu projektierende Anlage für alle möglichen Annahmen von Spannung und Leitungsverlust höchst mühsame Berechnungen anstellen muss, so sollen einige einfache Regeln für die Rentabilität von Kraftübertragungen gegeben werden.

Es soll der Betrachtung eine Wasserkraft von 10 000 KW zu grunde liegen, deren Energie auf 320 km zu übertragen ist. Die Bedeutung der abkürzenden Bezeichnungen sei folgende:

- Q Kosten der Energie in der Kraftanlage; für das Kilowattjahr = 8760 Kilowattstunden 60 M.
- S Verkaufspreis der Energie für das Kilowattjahr 200 M.
- G Anlagekapital für das Maschinenhaus, f. d. Kilowatt im Maschinenhaus erzeugte Energie 800 M.
- O Anlagekapital für die Fernleitung, f. d. Kilowatt im Maschinenhaus erzeugte Energie 80 M.
- P Jährliche Aufwendung für Erhaltung und Amortisation von Leitungsgestänge, Isolatoren usw., f. d. Kilowatt Leistung 8 M.
- U Jährliche Aufwendung für Erhaltung und Amortisation der Leitung selbst, 10 v. H. der Anlagekosten.
- q Preis des kg verarbeiteten Kupfers für die Leitung 1,40 M.
- M Produkt aller auf die Fernleitung bezüglicher Konstanten: spezifisches Gewicht, spezifischer Widerstand, Preis f. d. kg des Leiters, Quadrat der Länge der Fernleitung, jährliche Aufwendung für die Leitung (U) und eine Konstante, die von der Art der Ausführung der Uebertragung abhängig ist.
- E Spannung, die vom Maschinenhaus auf die Fernleitung übertragen wird.
- f Leistungsfaktor, der hier zunächst als 1 angenommen wird.
- y Kosten des Kilowattjahres an der Verbrauchsstelle.
- n Wirkungsgrad der Fernleitung.
- F Belastungsverhältnis auf der Fernleitung.
- N Verhältnis vom effektiven Strom zum mittleren Strom.

Die Kosten der Energie an der Verbrauchsstelle sind durch drei Faktoren bedingt, nämlich die Selbstkosten der Energie im Maschinenhaus, die jährlichen Aufwendungen für das Leitungsmaterial, Gestänge, Isolatoren usw., und die jährlichen Aufwendungen für die Fernleitung selbst.

Die Selbstkosten für die Energie nehmen im umgekehrten Verhältnis mit dem Wirkungsgrad der Uebertragung zu. Das Anlagekapital für die Fernleitung verhält sich direkt dem Quadrate der Entfernung und umgekehrt dem Produkt aus dem Quadrate der Spannung und einer Funktion des Wirkungsgrades. Die jährlichen Aufwendungen sind also dargestellt durch

$$\frac{M}{f^2 E^2 n \,.\, (1-n)}.$$

Das Anlagekapital für das Leitungsgestänge, die Isolatoren usw. kann man für jede Spannung als konstant ansehen. Werden nämlich mit abnehmender Spannung die Kosten der Isolatoren geringer, so muss wegen der stärkeren Leitung das Gestänge fester gewählt werden. Die jährlichen Aufwendungen verhalten sich umgekehrt wie der Wirkungsgrad der Leitung.

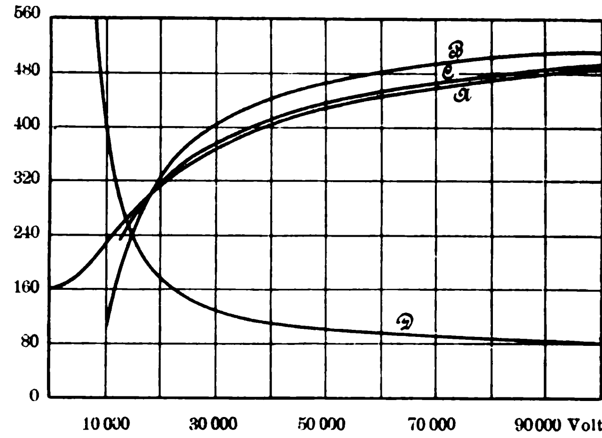
Unter den hier gemachten Voraussetzungen hat man für die geringsten Kosten des übertragenen Kilowatts folgenden Ausdruck:

$$y = Q + \frac{P}{FN} + 2\frac{M}{f^2 E^2} + 2\sqrt{\frac{M}{f^2 E^2}\left(Q + \frac{P}{FN} + \frac{M}{f^2 E^2}\right)};$$

und der Wirkungsgrad ergibt sich zu:

$$n = \frac{Q + \frac{P}{FN} + \frac{M}{f^2 E^2} - \sqrt{\frac{M}{f^2 E^2}\left(Q + \frac{P}{FN} + \frac{M}{f^2 E^2}\right)}}{Q + \frac{P}{FN}}$$

In der beigegebenen Figur sind die Kosten für das KW für



A. Wirkungsgrad bei geringstem Preis für das gelieferte KW.
B. Wirkungsgrad bei grösstem Reineinkommen.
C. Wirkungsgrad bei Berücksichtigung des Anlagekapitals.
D. Kosten für das KW.

jede Linienspannung aus der Formel berechnet, als Kurve D eingetragen. Man ersieht daraus, dass eine Spannungssteigerung über einen gewissen Betrag hinaus (etwa 60 000 V.) die Kosten nur unmerklich herabsetzt, ein Ergebnis, das mit der bisherigen Annahme, dass die Kosten im umgekehrten Verhältnis mit dem Quadrate der Spannung stehen, nicht übereinstimmt.

In der Figur sind drei Wirkungsgradkurven eingezeichnet, davon entspricht die mit A bezeichnete Kurve der oben gegebenen Formel. Dieser Wirkungsgrad kommt in Betracht, wenn der niedrigste Preis für das gelieferte Kilowatt durch irgendwelche Umstände verlangt ist.

Kann die gesamte übertragene Energie zu einem Preise abgegeben werden, so ergibt sich der Wirkungsgrad, der das grösste Reineinkommen für das auf die Leitung übertragene Kilowatt ergibt, durch folgende Formel:

$$n = 1 - \sqrt{\frac{M}{f^2 E^2 S}}.$$

Diese Kurve ist als *B* bezeichnet und liegt höher als die vorige.

Beide Formeln enthalten aber noch nicht sämtliche in Betracht kommende Faktoren, insbesondere nicht das Anlagekapital für das Maschinenhaus. Als allgemeinste Formel ergibt sich die folgende:

$$n = 1 + \frac{M}{f^2 E^2 (G+0) U} - \sqrt{\left(1 + \frac{M}{f^2 E^2 . (G+0) U}\right)^2 + \frac{M}{f^2 E^2 S} - \left(1 + \frac{M . (S+Q) + \frac{P}{FN}}{f^2 E^2 . (S+0) U}\right)}$$

Die nach dieser Formel berechnete Kurve ist mit *C* bezeichnet und liegt zwischen den beiden anderen.

Alle drei Kurven schneiden sich bei 17 400 Volt. Das ist die kritische Spannung; nur oberhalb dieser Spannung wird die Linie rentabel; unterhalb dieser Spannung bringt die Anlage die Unterhaltungskosten nicht auf.

Wie oben erwähnt, ist der Leistungsfaktor als 1 angenommen. Der Einfluss desselben ist indessen nicht bedeutend. In vielen ausgeführten Anlagen ist der gesamte Leistungsfaktor nahezu 1, und stets wird der Versuch gemacht, ihn künstlich dieser Grösse zu nähern.

Bücherschau.

Werkstatt-Betrieb und -Organisation mit besonderem Bezug auf Werkstatt-Buchführung. Von Dr. *Robert Grimshaw*. Hannover, 1903. Gebrüder Jänecke.

Von demselben Verfasser sind in gleichem Verlage noch zwei Werke, und zwar „*Winke für den Maschinenbau*“ und „*Besondere Verfahren im Maschinenbau*“ erschienen, welche für praktische Techniker, Werkmeister, angehende Maschinenbauer bestimmt sind.

Die in der Hauptsache aus amerikanischen Werkstätten herrührenden und in der Zeitschrift „American Machinist“ oft besprochenen Arbeitsmittel und Arbeitsverfahren sind in den beiden vorgenannten Werkchen in übersichtlicher Weise zusammengestellt. In dieser Form und Abfassung dürften diese, reich mit Abbildungen ausgestatteten Abhandlungen für die Kreise, für welche der Verfasser sie bestimmt hat, von grossem Nutzen sein.

Im übrigen dürften auch Ingenieure manche Anregung darin finden, so dass die Durchsicht dieser Bücher auch diesen, mit dem praktischen Maschinenbau in Fühlung stehenden Technikern empfohlen werden kann.

Wenn sich diese Werkchen im Gebiete des technischen, ausführenden, d. i. im technologischen Fach des Maschinenbaues sich bewegen, so behandelt das im Haupttitel genannte, vorzüglich ausgestattete grössere Werk den wirtschaftlichen, den organisatorischen Teil des Fabrikationsbetriebes in technischem Sinne.

Ueber die grosse Bedeutung, welche einer auf gründlicher Sachkenntnis aufgebauten Organisation des Fabrikationsbetriebes innewohnt, ist nicht nur jeder im praktischen Betriebe stehende Ingenieur und Fabrikleiter überzeugt, sondern es sind auch die Nutzniesser solcher Unternehmungen, die Arbeiter sowohl als auch die Aktionäre keinesfalls über den Wert der Arbeitsordnung im Zweifel. Der pekuniäre Erfolg des Unternehmens spiegelt sich ebenso im Vertrauen des Arbeiters zur Leitung, als auch in der Zufriedenheit der Aktionäre wieder.

Ein Werkstattbetrieb kann nur da gedeihlich sein, wo, nach des Verfassers Worten, eine gut entworfene Verfassung besteht, welche von der Natur des Betriebes abhängt und das System desselben bedingt.

Dieses System kann in mehr oder weniger Hauptzweige gegliedert werden, welche ihre Belege in der Werkstattbuchführung finden, die ausführlich und ganz und gar unabhängig von der kaufmännischen Buchführung sein muss.

Diese Werkstattbuchführung liefert aber nicht nur die Buchwerte für das laufende Kassenwesen, sondern ist auch die Hauptgrundlage für die Bestimmung der Verkaufspreise.

Um diese festzustellen, müssen die Selbstkosten der Fabrikation möglichst genau dem wirklichen Zustande des Betriebes entsprechen. Soll daher ein Fabrikationszweig gewinnbringend sein, so müssen die Voranschläge für Materialaufwendung und Arbeitslöhne unbedingt im Betriebe eingehalten werden, denn sonst können die laufenden Unkosten des Betriebes niemals genau verfolgt werden. Wird dies nicht beachtet, so dürften nach grösseren Zeitabschnitten unliebsame Ueberraschungen nicht ausbleiben.

Wie nun die festen Unkosten des Fabrikationsbetriebes ins Verhältnis zu den laufenden Unkosten gebracht und dieses Verhältnis zur Preisbildung herangezogen werden muss, bildet gewiss einen schwerwiegenden, weil schwankenden Faktor in der Gesamtverwaltung, dessen Vernachlässigung eine stetige Gefahr für das gesamte Unternehmen ist.

So selbstverständlich diese Annahme erscheint, so tiefeingreifend wirken die Folgen von Unterlassungen, welche bei entsprechend geübter Voraussicht hätten vermieden werden können. Anderseits steht selbst ein gut geleiteter Betrieb machtlos den Gewalten ungünstiger Verhältnisse gegenüber.

Wird ein Werk bei mangelnden Aufträgen zu zeitweiliger Einschränkung gezwungen, so ist es doch nicht angängig, sofort Beamte zu entlassen, erforderliche Reparaturen zu umgehen und am unrechten Ort zu sparen, nur um die festen Unkosten ins normale Verhältnis zu den laufenden zu bringen.

Ist dies aber untunlich, dann werden die ständigen Regiekosten die Selbstkosten der verminderten Fabrikation erhöhen und den Preis der Ware steigern. Alsdann wird aber auch der Mitbewerb mit anderen, günstiger situierten oder besser verwalteten Werken noch schwieriger, wenn nicht ganz unmöglich gemacht.

Trotzdem kann der verlustreiche Betrieb den kleineren Schaden gegenüber dem vollständigen Stillstande des Werkes bedeuten, welcher das Verhältnis der festen Unkosten zu den laufenden ins ungemessene steigert.

Ein durch eine übersichtlich geordnete und genau geführte Werkstatt-Buchführung gesicherter Fabrikationsbetrieb gestaltet die Verwaltung einfach und befähigt die Leitung zur Ueberwindung schwieriger Geschäftslagen. Da in der Gegenwart nur selten kaufmännische Geschicklichkeit die Fehler im Betriebe ausgleichen kann, so bleibt unter allen Umständen ein gut geleiteter Werkstattbetrieb die sicherste Grundlage für die Bewertung eines Unternehmens.

Ueber alle Punkte eines geordneten Werkstattbetriebes, wie derselbe in amerikanischen und deutschen Werkstätten und Maschinenbauanstalten geübt wird, gibt das vorerwähnte Werk von Dr. *R. Grimshaw* nach jeder Richtung hin und in ausführlichster Weise eingehenden Aufschluss, so dass ein Studium dieses Werkes allen Betriebsdirektoren und Ingenieuren aufs beste empfohlen werden kann.

Die Gliederung des Inhalts ist sachgemäss und übersichtlich durchgeführt, so dass ein mit dem Werkstattbetrieb vertrauter Ingenieur sich jederzeit über das gewünschte Verfahren oder über die anderswo geübte Methode unterrichten kann. Dagegen wird der Laie oder derjenige, der in den Betrieb erst eingeführt wird, darin eine Fülle von Wissenswertem finden und in diesem Buche einen treuen Ratgeber erhalten. Allerdings muss der Anfänger dieses Buch mit Fleiss studieren und in den Geist desselben einzudringen suchen; denn mit einer oberflächlichen Durchsicht würde wenig erreicht sein.

Gerade dieses Erfordernis zeugt aber von dem inneren Werte dieses Buches, welches in eingehender und ausführlichster Weise die Methoden des Fabrikationsbetriebes behandelt.

Das Verständnis des Inhaltes wird durch zahlreiche in verkleinertem Masstabe abgedruckte schematisch und ordnungsmässig ausgefüllte Zeit- und Akkordzettel, Bestell-, Material- und andere Scheine wesentlich erleichtert. Es werden ferner die verschiedenen Methoden der Zeitzählung, des Stundenlohn-, Akkord- und Prämiensystems gegeneinander verglichen und die Vor- und Nachteile derselben gegeneinander in kritischer Weise abgewogen.

Hier würde es zu weit führen, wollte man vom Inhalte nur einiges hervorheben, es dürfte jedoch genügen, auf die Momente hinzuweisen, durch welche der jeweilige Wert der einzelnen Betriebsmethoden verschoben wird.

So hat die Einführung der Formmaschine die Formerlöhne, die Einrichtung der Gesenkschmiede die früheren Schmiedelöhne stark beeinflusst und bedeutende Ersparnisse an Brennmaterial bedingt. Die allgemeine Verwendung verbesserter Werkzeuge, z. B. jene der Spiralbohrer, hat in zwei Absätzen namhafte Umwälzungen veranlasst, indem mit den gewöhnlichen Spiralbohrern, die zwar bedeutend grössere Anschaffungskosten verursachten, bessere Arbeit bei billigerem Arbeitspreise geliefert wird. Zur Zeit wird dieser Gewinn vervielfacht, indem diese Spiralbohrer aus Schnellschnittstahl hergestellt werden. — Lange und tiefe Bohrungen werden mittels Spiralbohrer durch geeignete zugedrückte Kühlmittel zu einem Preise hergestellt, welcher nur ein kleiner Bruchteil von dem vor Jahren dafür bezahlten ist.

Wie bekannt, übersteigen die Arbeitserfolge mittels Schnelldrehstählen und Formfräsern die gewagtesten Vorstellungen.

Mit diesen Verbesserungen mussen alle Lohn- und Akkordsätze notgedrungen Schritt halten, ohne deshalb vom System abzuweichen. Ueberall — und namentlich bei den selbsttätigen Arbeitsmaschinen — kann es zweifelhaft sein, ob dem Lohn-, dem Akkord- oder dem Prämiensystem der Vorzug gebührt. Bei Präzisionsarbeiten, z. B. beim Genauschleifen, kann zweifellos das Lohnsystem vorgezogen werden, doch setzt dieses System gewissenhafte und fleissige Arbeiter voraus, die auch ohne Beaufsichtigung ihrer Pflicht nachkommen.

In allen Fällen und in allen Verhältnissen bietet aber, bei richtig gewähltem System, ein unermüdlich sorgender, menschenfreundlich gesinnter Betriebsingenieur die sicherste Gewähr für den Erfolg des Betriebes, der streng und pünktlich, doch frei von Pedanterie, sein Werk leitet und der durch fachmännische Gediegenheit bei allen angesehen, Autorität besitzt und allgemeine Achtung geniesst, wenn Gerechtigkeit der Grundzug seines Charakters ist.

Solchen sei das Werk *Grimshaws* bestens empfohlen.

Pregél.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Aufgaben aus der Analytischen Mechanik. Uebungsbuch und Literaturnachweis für Studierende der Mathematik, Physik, Technik usw. Von Dr. *Arwed Fuhrmann,* ordentl. Professor an der Technischen Hochschule zu Dresden; Geheimer Hofrat. In zwei Teilen. Erster Teil: Aufgaben aus der Analytischen Statik fester Körper. Mit 34 Abb. Dritte verbesserte und vermehrte Auflage. Leipzig, 1904. B. G. Teubner. Preis geb 3,60 M.

L'esistenza, dedotta dalla teoria atomica, di una „Causa Prima" di natura diversa dalla materia. Spalato 1904. Tipographia Sociale Spalatina.

The Dynamics of Particles and of Rigid, Elastic and Fluid Bodies. Being Lectures on Mathematical Physics by Arthur Gordon Webster, *A. B.* (Harv.) *Ph. D.* (Berol.) Professor of Physics, Director of the Physical Laboratory, Clark University, Worchester, Massachusetts. Leipzig, 1904. B. G. Teubner. Preis geb. 14 M.

Fernsprecher für den Hausbedarf, ihre Anlage, Prüfung und Instandsetzung. Von *G. Bénard,* Konstrukteur, Vorsitzender des Verbandes elektrotechnischer Unternehmer und Konstrukteure (Paris), weiland stellvertretender Vorsitzender der Berufsgenossenschaft für elektrotechnische Industrie (Paris), Sachverständiger der Zollbehörde. Frei übersetzt und unter Berücksichtigung deutscher Verhältnisse mit Erlaubnis des Verfassers erweitert von *Friedrich G. Wellner,* Diplom-Ingenieur. Mit 177 Abb. Leipzig, 1904. Arthur Felix. Preis geh. 3 M.

Die Gewinnbeteiligung der Angestellten. Von *Heinrich Freese.* Gotha, 1905. F. Emil Perthes. Preis geh. 1 M.

Das geometrische Liniearzeichnen als Lehrmittel für Lehrer und Schüler an Real-, Höheren Bürger-, Industrie-, Gewerbe-, Bau-, Handwerker- und Fortbildungsschulen und anderen gewerblichen und technischen Lehranstalten sowie zum Selbstunterricht. Von *G. Delabar.* Mit 143 Abb. Sechste verbesserte Auflage. Freiburg im Breisgau, 1904. Herder.

Die Steuerungen der Dampfmaschinen. Von *Carl Leist,* Professor an der Kgl. Technischen Hochschule zu Berlin. Zweite, sehr vermehrte und umgearbeitete Auflage, zugleich als fünfte Auflage des gleichnamigen Werkes von *Emil Blaha.* Mit 553 Abb Berlin, 1905. Julius Springer. Preis geb. 20 M.

Die Technik in der Eisengiesserei und praktische Wissenschaft. Analysen, Gattierungen, Festigkeiten, Schmelzöfen, Trockenkammern, Inoxydation, Formmaschinen, Allgemeines sowie das Schweissverfahren von Dr. *Goldschmidt.* Von *A. Messerschmitt,* Ingenieur. Erläutert mit 15 Abb. und 28 Skizzen. Essen a. d. Ruhr. G. D. Baedeker. Preis geh. 8 M.

Lebendige Kräfte. Sieben Vorträge aus dem Gebiete der Technik von *Max Eyth.* Mit in den Text gedruckten Abbildungen. Berlin, 1905. Julius Springer. Preis geh. 4 M., geb. 5 M.

Luftwiderstand und Flugfrage. Experimentalvortrag gehalten von *Arnold Samuelson,* Oberingenieur. Hamburg, 1904. Boysen & Maasch. Preis geh. 2 M.

Graphischer Kalender für 1905. Eine übersichtliche gemeinverständliche Darstellung über die für das bürgerliche Leben vorherrschend in Betracht kommenden Himmelserscheinungen: Aufgang, Kulmination, Untergang der Sonne und des Mondes sowie Tageslänge, Mondesdauer usw. Nebst einer Beigabe, enthaltend Aufgang, Kulmination und Untergang usw., der vier hellen Planeten Venus, Jupiter, Mars, Saturn mit gleichzeitiger Angabe der Sonnen-Auf- und -Untergänge. Fünf Tafeln in Farbendruck. Entworfen und nach astronomischen Ephemeriden reduziert von *C. Brinschwitz,* Ingenieur. Leipzig, 1904. Wilh. Engelmann.

Praktische Mathematik. Zusammenfassung von sechs Vorträgen von Dr. *John Perry* F. R. S., Professor der Mechanik und Mathematik am Royal College of Science zu London. Autorisierte deutsche Bearbeitung von *Gustav Lenke,* Darmstadt. Wien, 1903. Allgemeiner Technischer Verein in Wien. Preis geh. 4 Kronen.

Vier- und fünfstellige Logarithmentafeln, nebst einigen physikalischen Konstanten. Braunschweig. 1904. Fr. Vieweg & Sohn. Preis kart. 80 Pf.

Kurze Einleitung in die Differential- und Integralrechnung („Infinitesimalrechnung"). Von Dr. phil. *Irving Fischer,* Professor der Nationalökonomie an der Yale Universität. Mit 11 Abb. Leipzig, 1904. B. G. Teubner. Preis geb. 1,80 M.

Bau der Dampfturbinen. Von *Alfred Musil,* Professor an der K. K. Deutschen technischen Hochschule in Brünn. Mit zahlreichen Abbildungen. Leipzig, 1904. B. G. Teubner. Preis geb. 8 M.

Mathematische Einführung in die Elektronentheorie. Von Dr. *A. H. Bucherer,* Privatdozent an der Universität Bonn. Mit 14 Abb. Leipzig, 1904. B. G. Teubner. Preis geb. 3,20 M.

Theorie der Elektrizität. Von Dr. *M. Abraham.* Erster Band: Einführung in die Maxwellsche Theorie der Elektrizität. Von Dr. *A. Föppl.* Zweite, vollständig umgearbeitete Auflage, herausgegeben von Dr. *M. Abraham.* Mit 11 Abb. Leipzig, 1904. B. G. Teubner. Preis geb. 12 M.

Experimentelle Elektrizitätslehre. Mit besonderer Berücksichtigung der neuen Anschauungen und Ergebnisse dargestellt von Dr. *Hermann Starke,* Privatdozent an der Universität Berlin. Mit 275 Abb. Leipzig und Berlin, 1904. B. G. Teubner. Preis geb. 6 M.

Elektrizität gegen Feuersgefahr. Handbuch der elektrischen Feuerpolizei und Sicherheitstelegraphie. Von *Julius Weil,* Ingenieur. Mit 270 Abb. Leipzig, 1905. Th. Thomas. Preis geh. 7,50 M.

Das Zeichnen von Hebedaumen, unrunden Scheiben usw. Von *Louis Rouillon.* Mit 16 Abb. Autorisierte freie Uebersetzung aus dem Englischen von Ingenieur Dr. phil. *Robert Grimshaw.* Hannover, 1904. Gebr. Jänecke. Preis geh. 50 Pf.

Enteisenung von Grundwasser. Mit 3 Diagrammen und 5 Abb. Von *L. Darapsky.* Leipzig, 1905. F. Leineweber.

„Gnom"-Kalender 1905. 9. Jahrg. Gustav Kleemann, Hamburg

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

86. Jahrg., Bd. 320, Heft 8. **Berlin, 25. Februar 1905.**

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Versuche über die Formänderungen von rotierenden Rädern.

Rotierende Teile spielen in dem gesamten Maschinenbau eine sehr einflussreiche Rolle. In Form von Schwungrädern dienen sie als Arbeitsspeicher, indem sie die periodisch auftretenden Störungen in der Gleichförmigkeit des Ganges der Maschinen auf ein entsprechendes Mass zurückführen. Bei elektrischen Maschinen und besonders in dem jüngsten Zweig der Maschinentechnik, dem Dampfturbinenbau, bilden sie wichtige Konstruktionsteile mehr passiver Art, indem sie als Träger der Energieumwandler, der Wicklungen und Schaufeln, verwandt werden. Ein weiteres Gebiet für die Benutzung schnell rotierender Teile sind die Bearbeitungsmaschinen, und schliesslich sind noch die Riemenscheiben zu nennen.

Die Forderung billiger Anschaffungskosten und Arbeit führte bei den Kraftmaschinen zu grossen Maschineneinheiten und hohen Tourenzahlen, also schweren Schwungmassen mit hohen Umfangsgeschwindigkeiten, während bei den Bearbeitungsmaschinen die bessere Ausnutzung der Zeit und die Eigenart der Arbeitsmethoden höhere Geschwindigkeiten verlangte. Mit der Steigerung dieser Faktoren wuchs aber auch das Bedürfnis nach der Kenntnis der Beanspruchung rotierender Teile im Hinblick auf die Sicherheit des Betriebes. Wenn man nun auch der rein theoretischen Forschung die Bedeutung zugestehen muss, dass sie die Grundlage zu einer zielbewussten Fortentwicklung der Technik bildet, so ist doch der Versuch zur Kritik der „vereinfachenden Annahmen", die selbst bei den einfachsten theoretischen Spekulationen gemacht werden müssen, unumgänglich notwendig.

Ueber rotierende Massen sind bisher wenig Versuche gemacht worden. *Benjamin* [1]) führte im Jahre 1898 und später einige Reihen von Versuchen aus, die sich auf die Feststellung der zum Bruch führenden Tourenzahl bei kleinen Modellen von marktgängigen Schwungradtypen beschränken. Seine Versuche zeigten deutlich die Schwächen der einzelnen Bauarten, so z. B. den ausserordentlich ungünstigen Einfluss der Teilung der Räder innerhalb der Segmente. Für die Theorie war aber mit seinen Ergebnissen nicht viel gewonnen. Für sie können nur Versuche unter gleichzeitiger Feststellung der Formänderungen Wert haben. Die Schwierigkeit derartiger Formänderungsmessungen liegt auf der Hand. *S. H. Barraclough* [2]) hat nun unter geschickter Benutzung des bekannten *Martens*schen Spiegelapparates einen sehr sinnreichen Apparat konstruiert, der durch zahlreiche Vorversuche auf eine Form gebracht wurde, die einwandsfreie Messungen verbürgt.

Die Anordnung ist in Fig. 1 schematisch angegeben. In einem sehr kräftigen Maschinengestell, das auf starkem Fundament ruht, ist das Schwungrad auf senkrechter Welle derart gelagert, dass eine genaue wagerechte Einstellung möglich und jede andere Bewegung als die ro-

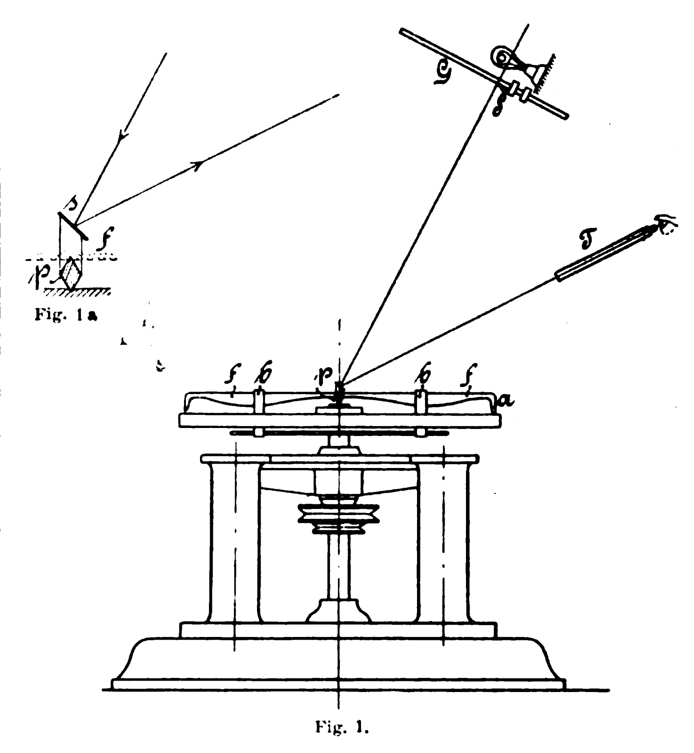


Fig. 1.

tierende ausgeschlossen ist. In der Mitte des zu untersuchenden Rades, das sehr sauber bearbeitet und genau ausgeglichen sein muss, sitzt das Stahlprisma p des *Martens*schen Spiegelapparates, der hier in etwas veränderter Bauart (s. Fig. 1a) zur Anwendung gelangt. Ueber dieses Prisma ist die sogen. Messfeder f gelegt, die mit ihrem rechten, schneidenartigen Ende in einer feinen Strichmarke bei a fest auf dem Schwungrade aufliegt, während der Teil links vom Prisma p lediglich zur Gewichtsausgleichung der Feder dient, für die Messung an sich also nicht in Frage kommt, sondern lose über die Auflagefläche hinweggleitet. Um nun Prisma, Messfeder und Rad zu einem System zu verbinden, verwendet man zwei einfache Gummibänder b, die auch durch leichte Spiralfedern ersetzt werden können.

Die Feder f folgt der radialen Bewegung der Strichmarke a bei Formänderung des Rades. Hierbei kippt das Prisma p, der an letzterem befestigte Spiegel s (s. Fig. 1a) dreht sich und der vom Ablesefernrohr T ausgehende, vom Spiegel reflektierte Sehstrahl wandert längs der von hinten beleuchteten Glasskala G. Sein Weg zeigt also die Grösse der Relativbewegung der Marke a gegen den Stützpunkt des Prismas, d. h. die Formänderung des Schwung-

[1]) Trans. Am. Soc. Mech. Eng. Vol. XX, 209.

[2]) Proc. Inst. Civ. Eng. Vol. 150, Part IV.



rades an, wobei das Verhältnis zwischen der veränderten Ablesung und der Formänderung von der Breite des Prismas und der Entfernung des Spiegels von der Skala abhängt.

Nun dreht sich aber der Spiegel mit der Scheibe. Der Lichtreiz auf die Netzhaut im Auge des Beobachters besteht daher aus einer Reihe rasch folgender, kurzer Reizungen, die das Auge zwar zu einem kontinuierlichen Lichteindruck verbindet, nicht aber zu einem scharfen Bilde zusammensetzen kann. Man kann sich das an einem glimmenden Streichholz klar machen, das man schnell hin und her schwenkt. Eine genaue Ablesung des Wertes auf der Glasskala ist also ohne weiteres nicht möglich. Bringt man nun auf der Glasskala einen mit Feineinstellung versehenen Schieber *S* an, mit dem man dem wandernden Sehstrahl folgen kann, so wird im Gesichtsfelde ein heller, von hinten belichteter und ein dunkler, vom Schieber bedeckter Teil erscheinen, dessen Grenzlinie sich durchaus scharf kennzeichnet. Wegen der unvermeidlichen Unregelmässigkeiten in der Tourenzahl und infolge von Schwingungen des Systems wird es aber im Augenblik der Messung nicht möglich sein, diese Grenzlinie mit der Ablesemarke im Fernrohr zur Deckung zu bringen. Sie wird vielmehr zu weit oben oder unten liegen. Versieht man nun das Okular mit einer Teilung, deren Intervalle gleich gross erscheinen wie die der Glasskala, so hat man nur die Glasskalenwerte mit den am Okular abgelesenen Betrag zu korrigieren. Diese korrigierten Werte sind jedoch erst die Unterschiede zwischen den Dehnungen des Versuchsobjektes und denen der ebenfalls der Einwirkung der Zentrifugalkraft unterworfenen Messfeder. Die letzteren Deformationen sind aber rechnerisch einfach festzulegen, da es sich hier nur um einfache Formen handelt. Man hat nur die Materialkonstanten vorher zu ermitteln.

Der Antrieb der Scheiben geschah durch scharf gedrehte Lederschnur unter Verwendung einiger Vorgelege; dadurch erreichte man neben erheblicher Geschwindigkeitsabstufung eine grosse Gleichförmigkeit und Sanftheit des Ganges. Die Untersuchungen wurden mit Geschwindigkeiten zwischen 0 und 1000 Umdrehungen i. d. Minute ausgeführt.

Um die Umdrehungszahl des Rades im Augenblick der Formänderungsmessung zu ermitteln, wurden die Schwingungen einer elektrisch erregten Stimmgabel von bekannter Schwingungszahl, die als Unterbrecher eines Stromkreises arbeitete, auf eine Trommel aufgezeichnet, auf der zugleich jede Umdrehung des Rades elektrisch mittels eines einlamelligen Kommutators angemerkt wurde. So konnte man bequem die während einer Umdrehung erfolgten Schwingungen auszählen und dadurch die Tourenzahl genau ermitteln.

Barraclough untersuchte auf diese Weise nur ein Rad, während *Boyd* folgende Versuche ausführte, auf deren Ergebnisse näher eingegangen werden soll.

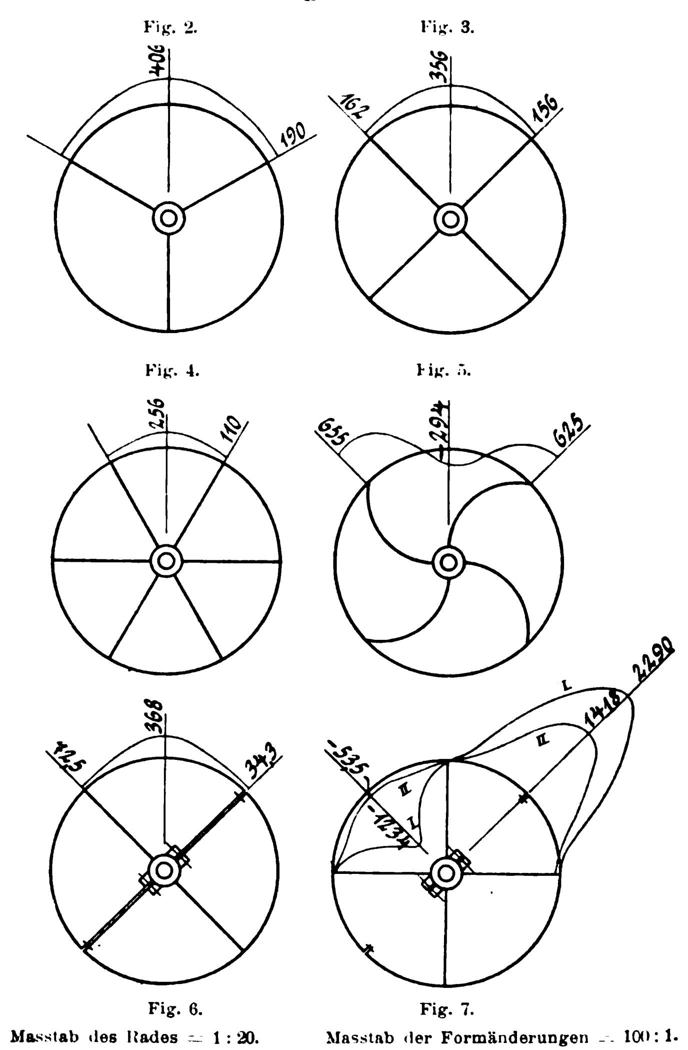
Untersucht wurden je ein drei-, vier- und sechsarmiges Rad mit geraden Armen, ein vierarmiges Rad mit gekrümmten Armen, ein vierarmiges Rad, in der Mitte des Segmentes geteilt, und ein vierarmiges Rad, in der Mitte der Arme geteilt. Die Abmessungen waren bei allen Rädern angenähert die folgenden:

Mittlerer Raddurchmesser		=	600 mm
Kranzdicke	rechteckiger	=	14 „
Kranzbreite	Querschnitt	=	30 „
Armdicke	rechteckiger Quer-	=	11 „
Armbreite	schnitt mit Halbkreisen	=	40 „
Nabendurchmesser		=	75 „
Nabenlänge		=	51 „
∾ Gewicht eines Rades		=	10 kg

Für die Arme wurden die durch Beobachtung und Berechnung gefundenen Formänderungen zu einem Schaubild aufgetragen; sie zeigen für das dreiarmige Rad leidliche Uebereinstimmung, während bei dem vier- und sechsarmigen Rad sich sehr erhebliche Unterschiede ergeben. Für 960 Umdrehungen i. d. Minnte sind z. B. die beobachteten Dehnungen um rund 20 v. H. grösser als die errechneten. Hier hat also die Theorie einzusetzen und durch genauere Rechnung eine grössere Anschmiegung an die durch wiederholte Nachprüfung zu bestätigenden Versuchsergebnisse zu erreichen. Die nach der jetzigen Theorie konstruierten Räder würden zu leicht gebaut sein.

Die Beobachtungsreihen zeigen gute Gesetzmässigkeit, wenn auch einzelne Abweichungen vorkommen, die vorläufig nicht erklärt werden konnten. In Fig. 2—7 sind die Ergebnisse für die minutliche Umdrehungszahl von 840 übersichtlich dargestellt. Die beigeschriebenen Zahlen bedeuten die Formänderungen in mm . 10^{-4}. Während das Rad in $^1/_{20}$ natürlicher Grösse aufgezeichnet ist, sind die Formänderungen im hundertfachen Masstab eingetragen.

Fig. 2—4 lassen deutlich den versteifenden Einfluss der Arme erkennen. Trägt man in einem Schaubilde zu



Schematische Zusammenstellung der Versuchsergebnisse bei n = 840 min. Umdrehungen.

der Armzahl als Abszissen die Formänderungen in der Mitte der Segmente als Ordinaten auf, so ergibt sich fast genau eine gerade Linie. Aus dieser Gesetzmässigkeit kann man einen gewissen Schluss auf den Genauigkeitsgrad der Messungen ziehen. Mit wachsender Armzahl rücken ferner die Wendepunkte der Formänderungslinie weiter nach den Armen zu.

In Fig. 5 zeigt sich sehr schön der Einfluss ge-

krümmter Arme auf die Formänderung. Naturgemäss werden sich die Arme, die hier auf Zug und insbesondere auf Biegung beansprucht werden, stark aufbiegen, wodurch der rechts benachbarte Teil des Segmentes nach aussen gedrückt und der links liegende Teil nach innen gebogen wird, da, wie man mit hinreichender Annäherung annehmen kann, der Winkel zwischen Segment und Arm sich nicht ändert.

Auf diese Weise kommt die Durchbiegung der Segmente nach innen zustande. Daraus folgt auch ferner, dass das Maximum der Formänderung rechts vom Arm — im vorliegenden Falle bei 11° ungefähr— liegt. Im Vergleich mit Rädern mit geraden Armen lässt also die Steifigkeit hier wesentlich nach.

Am wichtigsten und interessantesten zugleich sind die Ergebnisse, die in Fig. 6 und 7 dargestellt sind. Der schwächende Einfluss einer Teilung längs der Arme ist kaum nennenswert. Bemerkt sei, dass dieses Rad bei der Messung Unregelmässigkeiten zeigte, die auf vorhergegangene Materialbeanspruchung wohl zurückzuführen sind. Anders aber liegen die Verhältnisse bei dem Rad (Fig. 7), bei dem die Verbindung in der Mitte der Segmente durch zwei Flanschen und einen $^3/_8$ zölligen Bolzen im Gesamtgewicht von ungefähr 250 gr erfolgte. Diese an sich kleine Masse gab aber durch ihre konzentrierte Wirkung im Verein mit der an sich weichen, nachgiebigen Flanschenverbindung zu einer starken Verzerrung der Scheibe Anlass. Die Flanschenmasse zog das Segment nach aussen und drückte das Nachbarsegment um das Armende gewissermassen wie um einen Drehpunkt nach innen (Kurve I). Brachte man jetzt auch an den ungeteilten Segmenten ungefähr die gleichen Lasten an entsprechender Stelle an, so arbeiteten die Gewichte jetzt gegeneinander und man erhielt an der Flanschstelle eine erheblich geringere Ausbiegung, die man als ungefähres Mass dafür ansehen kann, um wieviel der Flansch als Konstruktionsmittel, abgesehen von seiner Massenwirkung, die Steifigkeit des Rades beeinträchtigt (Kurve II). Da die Formänderungen des Nachbarsegmentes sehr klein ist und der rechte Winkel für den Armansatz fast ungeändert bleibt, so wäre Kurve II mehr ein Mass für die Schwächung eines als fest eingespannt zu betrachtenden Segmentes durch die zweifache Wirkung einer Flanschverbindung. Uebrigens fand *Benjamin*, dass die Lage der Flanschverbindung innerhalb des Segmentes auf die Bruchtourenzahl einen nennenswerten Einfluss nicht ausübt. Er stellte das an einem sechsarmigen Rade fest, dass einmal in der Mitte, dann aber in $^1/_4$ der Bogenlänge mittels Flansches verbunden war.

Zum Schluss möge noch eine Versuchsreihe erwähnt sein, bei der ein dreiarmiges Rad ruhend durch radial ausgeübte Zugkräfte in der Mitte der Segmente belastet wurde. Als charakteristisch ergab sich hier eine Formänderungslinie, die in der Nähe der Arme eine Eindrükkung, also negativ war, deren Maximum bei etwa 25°, von den Armen aus gemessen, lag. In der Mitte war natürlich das Rad nach aussen und mit schärferer Steigung als bei dem rotierenden Rade deformiert.

Da die Formänderungslinien periodisch verlaufen, so kann man ihre Gleichung in Form einer *Fourier* schen Reihe darstellen. *Wz.*

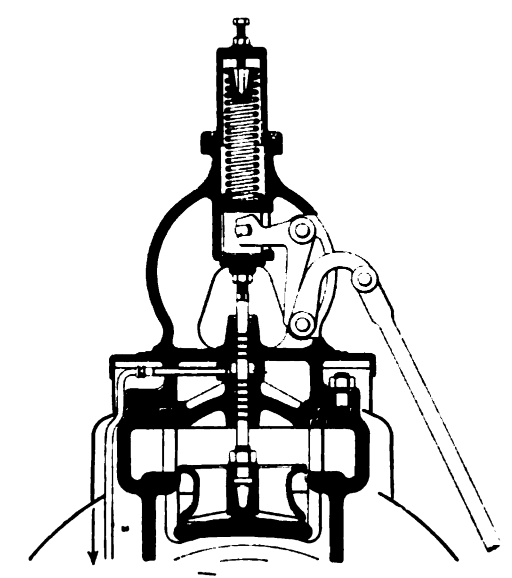
Die Steuerungen der Ventildampfmaschinen.

Von Prof. **Straube** in Karlsruhe.

Es ist bereits an anderer Stelle ausgesprochen worden, dass der Dampfmaschinenbau heute auf einer Höhe der Entwicklung steht, welche nur noch wenig gesteigert werden zu können scheint. Im besonderen ist dies mit den Steuerungen der Kolbendampfmaschinen und namentlich mit deren Ventilsteuerungen der Fall. Dieses Gebiet erscheint vollständig ausgebaut. Alle irgendwie Erfolg versprechenden Wege sind darin beschritten worden und dies hat schliesslich zu Konstruktionen geführt, welche in dem Masse als einwandfrei bezeichnet werden können, dass Neues und vor allem Besseres in Zukunft kaum noch zu Wege gebracht werden dürfte. Nachdem somit in dieser Richtung eine Entwicklung vorliegt, welche als abgeschlossen gelten kann, möchte ein kurzer Ueberblick über dieselbe und eine endgültige Einordnung der sehr mannigfaltigen Erscheinungen ihrer Eigenart und Verwandtschaft nach in Gattungen und Gruppen nicht ohne Interesse sein. Diesem Zweck sollen die nachfolgenden Ausführungen dienen.

Allgemeine Anordnung der Steuerungen der Ventildampfmaschinen.

Die Ventildampfmaschinen im engeren Sinne gehören zu den sogenannten Präzisionsdampfmaschinen, bei welchen die Füllung des Zylinders mit Frischdampf, der jeweils von der Maschine geforderten Leistung entsprechend, vom Regulator selbsttätig eingestellt wird. Dass Steuerungen, welche dies ermöglichen, sich ohne weiteres auch zur Verstellung der Füllung von Hand während des Betriebes eignen, wie das häufig bei den Mittel- und Niederdruckzylindern der Maschinen mit mehrstufiger Expansion geschieht, ist selbstverständlich. Als Ventile werden ausschliesslich die mehrsitzigen, entlasteten Rohrventile in der aus Fig. 1 ersichtlichen, bekannten Form benutzt. An jedem Zylinderende sitzt je ein solches Ventil für den



Zum Kondensator. Fig. 1.

Dampfeinlass und je eins für den Dampfauslass. Die Betätigung der Ventile geschieht bei liegenden Maschinen stets durch eine besondere Steuerwelle, welche parallel der Maschinenmitte läuft und von der Kurbelwelle aus durch Winkelräder betrieben wird. Auch bei den stehenden Maschinen ist die Anordnung einer solchen Steuerwelle in ähnlicher Weise für die meisten Ventilsteuerun-

gen nicht zu umgehen, aber ihr Antrieb viel umständlicher. Die Lösung der Aufgabe, stehende Ventilmaschinen *ohne* besondere Steuerwelle zu bauen, ist meines Wissens bisher nur bei der *Lentz*steuerung und bei der ihr sehr ähnlichen Steuerung der *Sundwiger Eisenhütte* (s. Fig. 3), sowie bei der *König*steuerung (s. später Fig. 24) in einwandfreier Weise gelungen. Die Einlassventile werden bei selbsttätiger Beeinflussung durch den Regulator ausnahmslos von Exzentern bewegt. Die Bewegung derselben durch umlaufende unrunde Scheiben (Daumen) findet nur vereinzelt bei Mittel- und Niederdruckzylindern mehrstufiger Expansionsmaschinen statt, wo man auf Einstellung der Füllung während des Betriebes verzichtet. Auch bei den Auslassventilen ist der Antrieb durch Exzenter die Regel und der durch umlaufende, unrunde Scheiben die Ausnahme. Im ersteren Falle dient häufig dasselbe Exzenter, welches das Einlassventil steuert, auch zur Steuerung des zugehörigen Auslassventils, doch geschieht dies dann stets in solcher Weise, dass dabei das Spiel des letzteren durch die Verstellung der Einlassteuerung garnicht oder nur unbedeutend beeinflusst wird.

Rückdruck auf den Regulator.

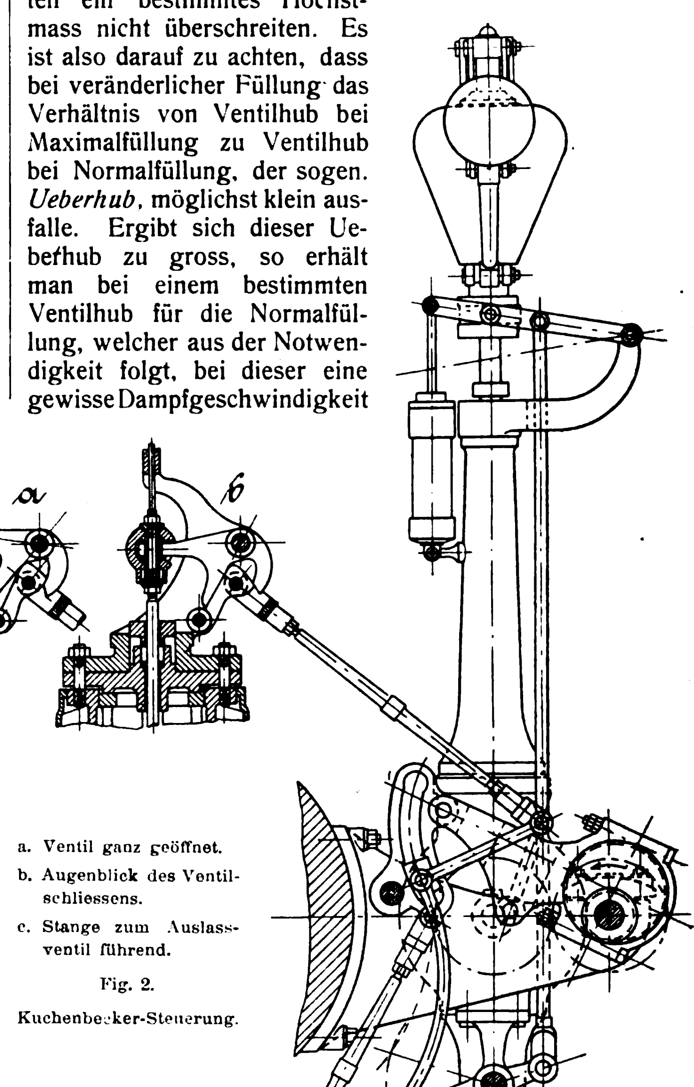
Bei der selbsttätigen Verstellung der Füllung durch den Regulator dürfen diesen die in dem Triebwerk der Steuerung wirkenden Kräfte in seiner Wirksamkeit nicht behindern oder, wie man sagt, auf ihn keinen *Rückdruck* ausüben. Solchen Rückdruck zu erzeugen, ist bei den Ventilmaschinen in erster Linie *der auf dem geschlossenen Einlassventil lastende Dampfdruck* geeignet, welcher im Augenblick der Ventileröffnung von dem Triebwerk der Steuerung überwunden werden muss, jedoch auf den Regulator ohne Einwirkung bleibt, wenn trotz Veränderung der Füllung die Ventileröffnung immer genau bei derselben Kurbelstellung stattfindet. Der Regulator kann dann seine einer anderen Füllung entsprechende Stellung im Augenblick der Ventileröffnung ungehindert einnehmen, ohne bei letzterer mitzuwirken. Da die Eröffnung des Einlassventils etwas *vor* der Totpunktlage der Kurbel stattfinden muss, nennt man diesen Vorgang den Voreintritt (V.E.). *Unveränderlichkeit des Voreintritts verhindert also Rückdruck auf den Regulator seitens des auf dem Ventil lastenden Dampfdruckes.* Bei den meisten Ventilsteuerungen ist diese Bedingung entweder genau oder mit genügender Annäherung erfüllt.

Weiter sind *die Reibungswiderstände im Triebwerk der Steuerung* Kräfte, welche Rückdruck auf den Regulator ausüben können, zunächst die Reibung in den Gelenkzapfen, von welchen am meisten das Exzenter wegen seines grossen Durchmessers in Betracht kommt. Man treibt daher von letzterem häufig das Einlassventil nicht unmittelbar an, sondern betätigt mit der Exzenterstange das Auslassventil und lenkt die Einlassteuerung seitlich an ein Auge des Exzenterbügels mittels eines Zapfens von geringem Durchmesser an, dessen geringes Reibungsmoment auf den Regulator keinen nennenswerten Rückdruck auszuüben vermag. Als Rückdruck erzeugender Reibungswiderstand kommt ferner die Reibung der Ventilspindel in ihrer Stopfbüchse in Betracht. Man ersetzt daher neuerdings diese Stopfbüchse durch eine nahezu reibungslose Labyrinthdichtung, wie z. B. die in Fig. 1 dargestellte Ausführung der *Aschersleben*er *Maschinenbau-Akt.-Ges.* zeigt, bei welcher ausserdem die Einrichtung getroffen ist, dass das Schmieröl durch die Luftleere des Kondensators in die Dichtungsrillen hineingesogen wird. Der Verbrauch an Schmieröl wird durch einen kleinen Hahn geregelt, welcher in das nach dem Kondensator führende Röhrchen eingeschaltet ist.

Vielfach sind auch *die der Massenbeschleunigung von Ventil samt Triebwerk dienenden Kräfte* imstande, Rückdruck zu verursachen. Dann müssen diese Teile möglichst geringes Gewicht erhalten. In jedem Falle ist im Interesse geringen Rückdrucks dafür zu sorgen, dass die im Triebwerk der Steuerungen auftretenden Kräfte und Widerstände entweder an sich so gering wie möglich seien, oder dass von ihnen so wenig wie möglich in das Stellzeug des Regulators hineingeleitet werde, dass dieselben vielmehr möglichst vollkommen innerhalb des Triebwerks selber sich aufheben.

Ventilerhebung.

Da die Einlassventile bei Beeinflussung der Füllung durch den Regulator stets mit Exzentern bewegt werden, wird im allgemeinen mit wachsender Füllung auch deren Erhebung zunehmen. Letztere darf aber hauptsächlich mit Rücksicht auf die zu erreichende Umdrehungszahl und aus durch die Form der Rohrventile gebotenen Rücksichten ein bestimmtes Höchstmass nicht überschreiten. Es ist also darauf zu achten, dass bei veränderlicher Füllung das Verhältnis von Ventilhub bei Maximalfüllung zu Ventilhub bei Normalfüllung, der sogen. *Ueberhub*, möglichst klein ausfalle. Ergibt sich dieser Ueberhub zu gross, so erhält man bei einem bestimmten Ventilhub für die Normalfüllung, welcher aus der Notwendigkeit folgt, bei dieser eine gewisse Dampfgeschwindigkeit zwischen den Abschlusskanten nicht zu überschreiten, einen viel zu grossen Hub für die Maximalfüllung, welcher unter Umständen unausführbar ist.



a. Ventil ganz geöffnet.
b. Augenblick des Ventilschliessens.
c. Stange zum Auslassventil führend.

Fig. 2.
Kuchenbecker-Steuerung.

Hinsichtlich dieses Ueberhubes unterscheiden sich die Ventilsteuerungen recht erheblich voneinander und hat dessen Grösse einen wesentlichen Einfluss auf die Ausbildung gewisser Teile des Triebwerks.

Einteilung der Ventilmaschinen.

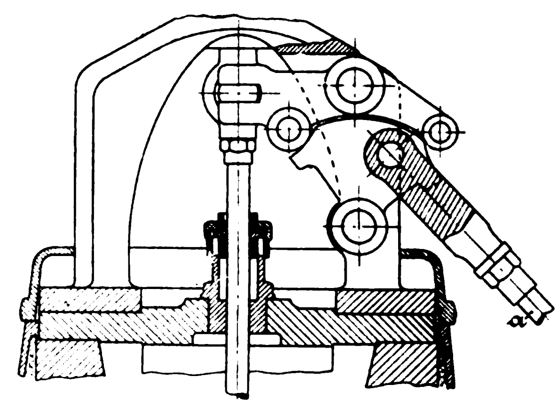
Man unterscheidet Ventilmaschinen mit *auslösenden*

und solche mit *zwangläufigen* Steuerungen. Bei den ersteren findet jedoch der Vorgang der Auslösung nur bei den Einlassventilen statt, während die Auslassventile auch dort zwangläufig bewegt werden, so dass der Unterschied zwischen auslösenden und zwangläufigen Steuerungen sich im wesentlichen auf die Bewegung der Einlassventile beschränkt, namentlich wie deren Schlussbewegung eingeleitet und ausgeführt wird, wie dabei die Füllungsänderung erzielt und der allgemeinen Bedingung genügt wird, welche jede Steuerung eines Ventils erfüllen muss, dass nämlich der Zusammenhang des Triebwerks spätestens im Augenblick des Ventilschlusses aufzuhören hat und erst bei Beginn der Ventileröffnung sich wiederherstellen darf.

Dies geschieht bei den *auslösenden* Steuerungen durch Einschalten einer *Sperrklinke* in das Triebwerk, nach deren Auslösung das Ventil seine ganze Schlussbewegung *frei fallend*, durch Federkraft (oder Gewicht) beschleunigt, ausführt. Je später die Auslösung erfolgt, desto grösser ist die jeweilige Füllung. Kurz vor Beginn der Ventileröffnung legt sich die Sperrklinke dann wieder in ihre *Rast* ein und das Spiel beginnt von Neuem.

Im Gegensatz hierzu wird bei der *zwangläufigen* Steuerung eines Ventils der Zusammenhang des Triebwerks auch während der ganzen Schlussbewegung aufrecht erhalten und erst im Augenblick des Ventilschlusses aufgehoben. Es geschehen also Ventileröffnung und Schlussbewegung *beide* zwangläufig *mit der durch das Triebwerk vorgeschriebenen Geschwindigkeit*, die erstere, wie immer, ausserdem auch zwangschlüssig, während bei der letzteren in der Regel nur Kraftschluss stattfindet, d. h. der Zusammenhang des Triebwerks allein durch eine Feder (oder Gewicht) aufrecht erhalten wird. In Verwendung kommen dabei einseitig zwangschlüssige Getriebe, deren Zusammenhang im Augenblick des Ventilschlusses sich von selbst löst, und zwar in der Regel die sogen. *Wälzhebel*, entweder *mit festen Drehpunkten*, wie bei Fig. 1, oder *mit beweglichen Drehpunkten*, wie später bei Fig. 16, seltener, und zwar nur in den schon früher bezeichneten Fällen, *umlaufende, unrunde Scheiben* und, in den Exzenterantrieb eingeschaltet, vereinzelt auch die mit letzteren nahe verwandten *schwingenden Daumenhebel* (*Lentz*steuerung). Von letzteren beiden wird, zwecks Verminderung der Reibung, die Bewegung stets durch auf ihnen laufende Rollen weiter übertragen.

Nur in einzelnen Fällen, bei der *Kuchenbecker*steuerung (Fig. 2) [1]) und bei der Steuerung der *Sundwiger Eisenhütte* (Fig. 3) bleibt das Triebwerk auch während der Schlussbewegung zwangschlüssig. Dies wird hier dadurch erreicht, dass der Ventilhebel an dem durch das Triebwerk bewegten Ende eine Art Verzahnung erhält, in



a. Stange zum Flachregler führend.

Fig. 3.

welche der Gegenhebel des Triebwerkes mit einem Daumen eingreift. Kurz vor Eintritt des Ventilschlusses muss aber nach Obigem auch hier der Zwangschluss des Triebwerkes aufhören und eine Feder in Wirksamkeit treten, welche den Ventilschluss sichert, deren Anspannung in diesem Falle jedoch nur eine geringe sein braucht.

In Fig. 2 ist letztere zwar fortgelassen, tatsächlich wird sie aber ausgeführt, weil ohne dieselbe die Ventile nicht genügend fest auf ihren Sitz gepresst werden, um vollkommen dicht zu sein. Wie ersichtlich, bildet die in Fig. 2 getroffene Einrichtung nur eine Zutat zu den erwähnten Wälzhebeln nach Fig. 1 und die in Fig 3 eine solche zu den auf schwingenden Daumenhebeln laufenden Rollen, wie solche sonst vereinzelt zur Uebertragung der Bewegung auf zwangläufig gesteuerte Ventile benutzt werden. Die Ventilbewegung an sich wird durch diese Zutaten nicht geändert, man erreicht dadurch aber, dass, im Falle durch einen Widerstand, z. B. zu grosse Stopfbüchsenreibung der Ventilspindel, die den Ventilschluss sichernde Feder in ihrer Wirksamkeit behindert wird, oder wenn sie zerbricht, das Ventil nur undicht bleibt, während es sonst ganz offen bleiben würde.

Zum Zweck der Füllungsänderung werden bei den zwangläufigen Steuerungen am Triebwerk der Einlassventile geeignete Verstellungen vorgenommen. Die verschiedene Art und Weise, wie diese Verstellung während des Betriebes durch die Anordnung des Triebwerkes ermöglicht wird, bildet das unterscheidende Merkmal dieser Steuerungen untereinander. (Fortsetzung folgt).

[1]) Vergleiche Z. d. V. d. I. 1897, S. 537. D. p. J. 1898, 310, S. 42.

Das Automobilwesen auf der Weltausstellung in St. Louis 1904.

Von Dipl.-Ing. **W. Pfitzner**, Assistent an der Technischen Hochschule zu Dresden.

(Fortsetzung von S. 103 d. Bd.)

2. *Wagen mit liegenden Mehrzylinder-Benzinmotoren.*

In der äusseren Anordnung ganz ähnlich den *Olds*mobilen beginnen die kleinen Wagen mit Zweizylindermotoren liegender Bauart an Verbreitung zuzunehmen. Der Grund mag der sein, dass die allgemein verlangte Erhöhung der Maschinenleistung bei Einzylindermotoren zu allzugrossen Gewichten führt, auch dürfte der gleichmässigere Gang mehrzylindriger Maschinen mehr Anerkennung finden.

Als Hauptvertreter für derartige Wagen konnten auf der Ausstellung die Firmen *Knox Automobile Company*, Springfield, Mass., und die *Ford Motor Company*, Detroit, Mich., angesehen werden. Die beiden in Fig. 10 und 11 dargestellten Fahrzeugrahmen haben ungefähr dieselbe Gesamtanordnung, Maschine in der Mitte, Umlaufräderwechselgetriebe auf der verlängerten Kurbelwelle, Kettentrieb nach der Differentialhinterachse. Die Motoren haben des Massenausgleichs wegen gegenläufige Kolben, und um das Drehmoment gleichmässig zu gestalten, gegenüberliegende Zylinder (während jeder Umdrehung eine Zündung) die Ventile sind liegend angeordnet. Die Vorratsbehälter sind beim *Ford*mobile dicht über dem Motor eingebaut, bei dem andern Wagen liegen sie ebenso

wie beim *Olds*mobile unter einer Haube vorn im Wagenkasten.

Besonders bemerkenswert sind beim *Knox*wagen die Zylinderkühlung und die Lenkung. Wie schon aus Fig. 10 hervorgeht, ist der Motor mit Luftkühlung versehen.

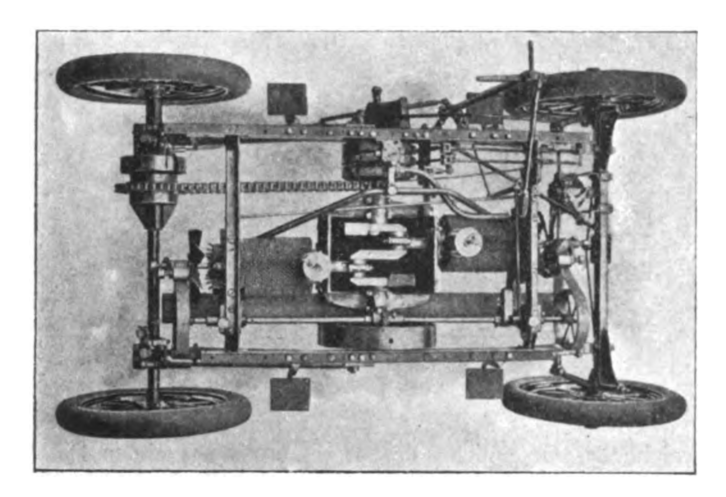


Fig. 10. Leichter Zweizylinderwagen der Knox Automobile Company.

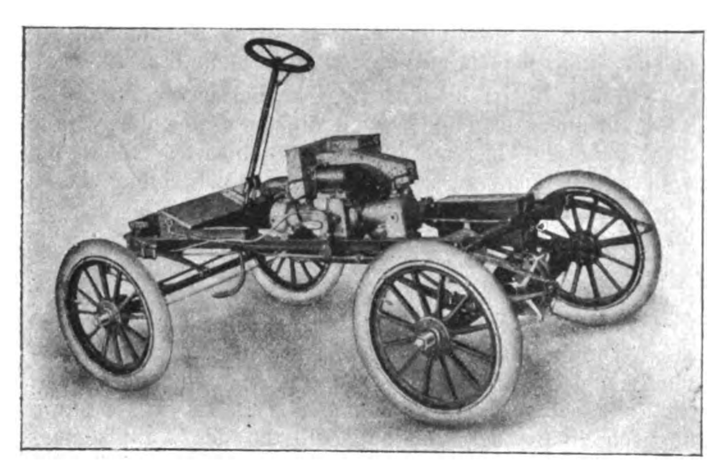


Fig. 11. Leichter Zweizylinderwagen der Ford Motor Company.

Die Zylinder sind auf ihrer ganzen Oberfläche mit eingeschraubten Stiften besetzt, die dem Stück ungefähr das Aussehen eines Igels verleihen (Fig. 12). Die 5 cm langen Stifte sollen die kühlende Oberfläche des Zylinders nach den Berechnungen der Firma auf das zweiunddreissigfache erhöhen, das würde etwa das vierfache der Oberfläche eines Zylinders mit normalen, angegossenen Kühlflanschen betragen. Für die nötige Luft sorgen zwei Ventilatoren, die an den Zylinderköpfen sitzen und durch je einen Riemen mit Hilfe einer langen durchgehenden Welle von der Kurbelwelle in Bewegung gesetzt werden, so dass auch bei langsamer Fahrt und hoher Motorgeschwindigkeit sowie Leistung genügend Luft zur Verfügung steht. Die Firma behauptet, dass auch an den heissesten Sommertagen keine Ueberhitzung des Motors eintritt.

Die Lenkung des *Knox*wagens ist äusserlich die einfache Hebellenkung, wie sie früher bei allen kleinen Wagen in Amerika zu finden war. Die Nachteile eines solch einfachen Mechanismus sind die Unmöglichkeit, eine grössere Uebersetzung in das Hebelwerk hineinzulegen und infolge dessen eine gewisse Unsicherheit in der Lenkung bei grösseren Geschwindigkeiten; alle Stösse, die das

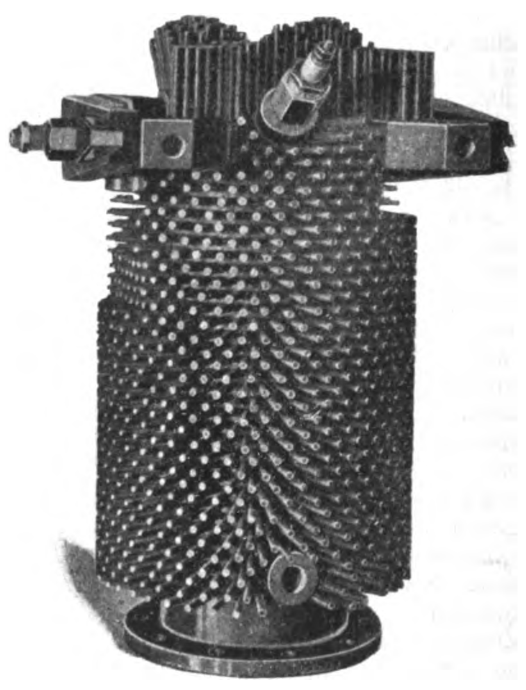


Fig. 12. Zylinder mit Luftkühlung von Knox.

Laufrad treffen, werden bis in die Hand des Lenkers fortgepflanzt. Um diesen Nachteil zu umgehen, ist ein Mechanismus erdacht worden, der unter dem Namen *Lemp Steering-Check* von der *General Electric Company*, Schenectady, gebaut wird. (Er war auch in dem Elektrizitätspalast unter den Ausstellungsobjekten dieser Gesellschaft zu sehen.) Dieser Apparat kann an jedem einfachen Hebellenkmechanismus angebracht werden und ist in Verwendung sogar bei grösseren, bis zu 2000 kg schweren Wagen. Sein Grundgedanke ist ein Flüssigkeitsgesperre, das alle Stösse von den Rädern aufnimmt, das aber von der Hand des Führers während des Lenkens ausgeschaltet wird. Fig. 13 gibt eine schematische Darstellung.

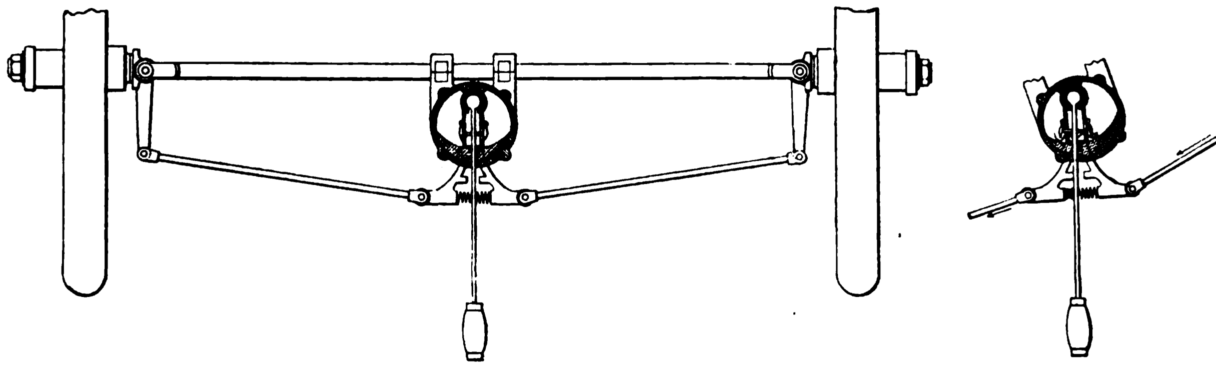


Fig. 13. Lemp Steering Check.

An der Achse wird ein Gehäuse mit einem einarmigen, exzentrisch gelagerten Drehkolben befestigt, der mit den Lenkhebeln der Räder in fester Verbindung steht.



Dieser Kolben ist allseitig gegen die geeignet geformten Gefässwandungen gedichtet, so dass in dem Gefäss zwei getrennte Kammern entstehen, die beide mit Flüssigkeit gefüllt sind (gewöhnlich Glycerin). Der Kolben kann sich demnach nach keiner Seite um seinen Drehpunkt verstellen, solange die Flüssigkeit nicht von einer Kammer in die andere fliessen kann; alle Stösse also, die von den Rädern her in das Gestänge gelangen, werden von dem festgelegten Kolben aufgefangen.

Um eine Verdrehung zu gestatten, sind nun zwei kleine Ventile in dem Kolben angebracht, die von dem Handhebel zwangläufig geöffnet werden, wenn eine Verstellung der Lenkräder vorgenommen werden soll. Der Handhebel ist durch die Drehachse des Kolbens mit dessen Innerem in Verbindung, er hat dort zwei kleine Knaggen, die zunächst eins der Ventile hochheben, ehe die aussen befindlichen grossen Anschläge eine Verstellung des Lenkgestänges bewirken. Das Hochhalten eines der Ventile erlaubt aber ein Umströmen der Flüssigkeit, da das andere Ventil von der gewünschten Strömungsrichtung selbsttätig geöffnet wird; somit kann jetzt der Handhebel das ganze Gestänge verstellen. Zwei Federn halten ihn für gewöhnlich in der Mittellage, bei der keins der beiden kleinen Ventile geöffnet ist.

An Stelle der gezeichneten Tellerventile sind in Wirklichkeit Kugelventile ausgeführt und über dem eigentlichen Steuerzylinder befindet sich noch ein Vorratsbehälter voll Flüssigkeit, um Verluste in den Bremskammern zu ersetzen. Auf eine vollständige Füllung der beiden Kammern muss natürlich stets geachtet werden, da jede Spur von Luft die Wirkung des Apparates beeinträchtigt. Die Gefahr der Undichtheit dürfte wohl der grösste Uebelstand der ganzen Einrichtung sein, überhaupt scheint die Lösung des Problems etwas umständlich. Die gewöhnlichen selbsthemmenden Mechanismen mit Schnecke und Schneckenrad sind einfacher. Für sehr schwere Lastwagen hat die Vorrichtung auch keinen Zweck mehr, da bei diesen schon der grossen Verstellkräfte in der Steuerung wegen eine Schnecken- oder Schraubenübersetzung notwendig ist. —

Die liegenden Motoren sind von einer Firma in kleinen Wagen dreizylindrig ausgeführt worden, von der *Duryea Power Company,* Reading, Pa. Das nach deutschen Begriffen etwas rückständige Fahrzeug bietet weniger Interesse, es ist ein kleiner, sehr leichter Wagen ohne eigentliches Untergestell, nur auf geschweiften Seitenfedern gelagert. Dagegen zeigt die Bauart des Motors manches Bemerkenswerte (Fig. 14 und 15). Die drei Zylinder sind aus einem Stück gegossen, mit Ventilkammern seitlich von der Mittelebene jedes Zylinders. Das Kurbelgehäuse besteht nur aus einem mit Blech umkleideten Rahmen, ist also sehr leicht. An den um 120° versetzten Kurbeln greifen Schubstangen an, deren Schaft als tiefe Rinne ausgebildet ist, die als Oelfang und Oelverteiler für die Zapfenlager dient, eine Konstruktion, die übrigens in Deutschland schon vor mehreren Jahren ausgeführt wurde. Die Zündung der Maschine ist eine Abreissmagnetzündung von eigentümlicher Bauart. Der Abreissmechanismus ist durch den Schaft des Auslassventiles geführt, eine in der Verbrennungskammer hakenförmig umgebogene Kontaktstange berührt durch seitliche Drehung den isolierten Stift und bildet so den Zündfunken. Die Bewegungen des Auslassventiles macht der ganze Mechanismus natürlich mit. Ob diese Anordnung Vorteile bietet, scheint fraglich, sie wird ziemlich kompliziert und teuer. Bemerkenswert ist auch das von unten eingeschraubte Auslassventilgehäuse.

Die Bedienung des *Duryea*-Fahrzeuges ist in einen einzigen Hebel gelegt, der durch Drehung, Verlängerung und Bewegung nach den Seiten die Motorregulierung, Geschwindigkeitseinstellung und Lenkung des Fahrzeuges besorgt. Dass derartige Konstruktionen möglich sind, ist durch zahlreiche patentierte und auch ausgeführte Anordnungen seit langem bekannt. Dass sie aber wirklich praktisch sind, hat sich in den seltensten Fällen herausgestellt, alle solche Anordnungen sind mehr oder weniger Spielerei.

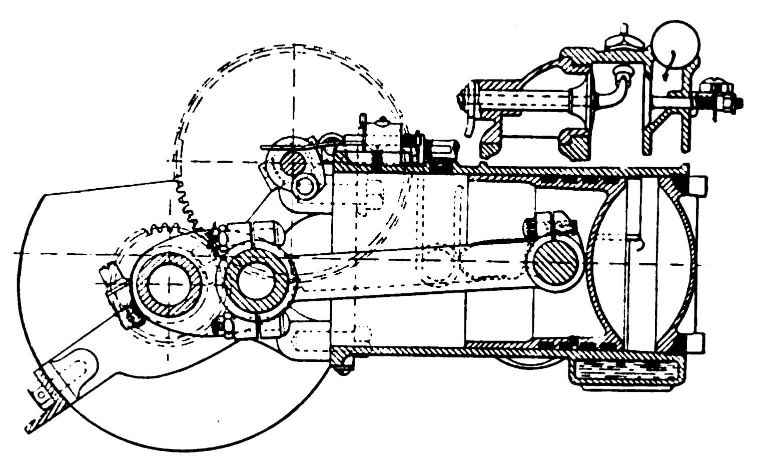


Fig. 14.

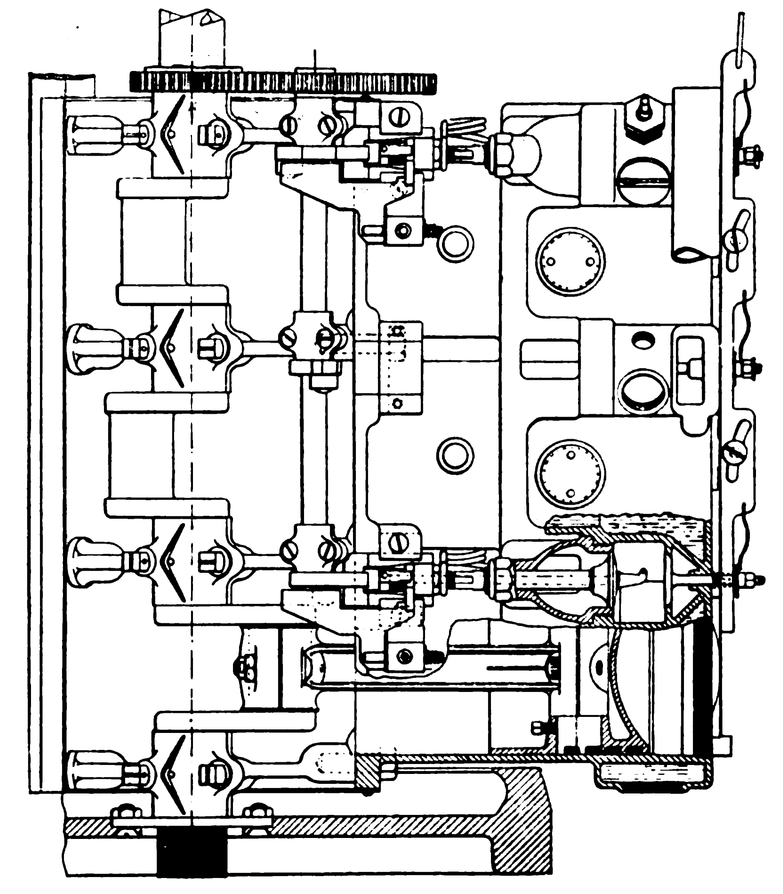


Fig. 15. Duryea-Motor.

Das Wechselgetriebe des *Duryea*-Wagens zeichnet sich durch ausserordentliche Schmalheit aus, es ist ein einziges Umlaufräderwerk, das zwei Geschwindigkeiten vorwärts und den Rücklauf ergibt. Von Interesse ist noch die verwendete Kette des Haupttriebes, die mit einer Selbstschmierung nach Art von Fig. 16 versehen ist. In jedem

Mittelglied der Blockkette befindet sich ein ölgetränktes Filzpolster, das mit den beiden Gelenkbolzen in Berührung steht.

Die europäische Aufstellung des Motors vorn am Wagen beginnt natürlich auch drüben sich zu verbreiten,

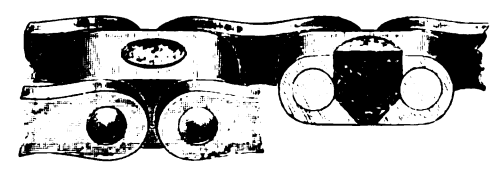


Fig. 16. Kette des Duryea-Wagens.

da ihre Vorzüge von den Konstrukteuren mehr und mehr erkannt werden. Auch auf die Wagen mit liegenden Motoren erstreckt sie sich, in St. Louis waren verschiedene Fahrzeuge ausgestellt, bei denen sich der liegende Motor wie bei den stehenden Motoren, das Drehmoment ist wesentlich besser als bei solchen mit 180° Kurbelversetzung, aber die Schwierigkeiten mit der Verschmutzung der Zündung sind bei den liegenden Motoren nie ganz zu vermeiden. Auch die Baubreite der Maschine ist sehr unbequem, sie nimmt den ganzen Raum zwischen den Längsrahmen des Untergestelles ein und erlaubt nicht, den Rahmen vorn zusammenzuziehen, was im Interesse einer guten Lenkfähigkeit sehr zu empfehlen ist.

Besonderheiten weist der *Columbia*wagen nicht viele auf. Die ganze Maschinenlage ist geneigt eingebaut, infolge dessen entsteht ein ziemlich grosser Zwischenraum zwischen Fahrzeugteilen und Erdboden; der Auspufftopf ist sehr geräumig in zwei grossen quer zum Wagen liegenden Rohren ausgeführt, die nacheinander durchströmt werden; über dem Kurbelgehäuse befindet sich ein sehr grosser Oelbehälter, der Vergaser liegt vorn unmittelbar

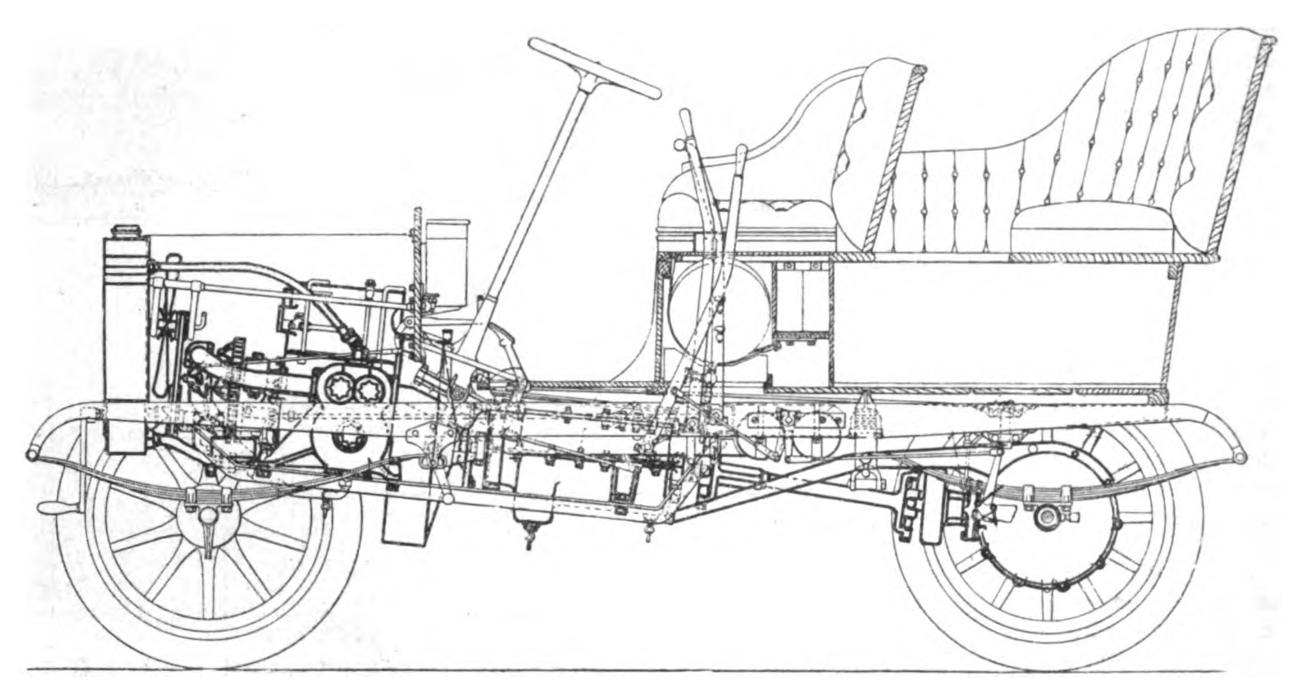


Fig. 17. Columbiawagen mit liegendem Zweizylindermotor.

zugänglich unter einer vorderen Motorhaube befand. Der Benzinwagen der *Electric Vehicle Company*, Hartford, Conn., gewöhnlich unter dem Namen *Columbia* bekannt, wies diese Anordnung auf. In Fig. 17 ist dieser zweizylindrige Wagen im Aufriss dargestellt. Die Maschine ist in ihrer Bauart ungefähr dieselbe wie bei den vorher genannten Wagen, nur liegt ihre Kurbelwelle parallel zur Längsachse des Wagens, und die Ventile liegen auf der Oberseite des Motors. Die Zugänglichkeit ist dieselbe hinter dem Kühler, so dass er durch die ihn umspülende warme Luft gut vor dem Einfrieren geschützt ist. Das Wechselgetriebe ist das normale europäische, der Antrieb der Hinterachse erfolgt durch eine Gelenkwelle. Als Leistung wird 12—14 PS genannt, die grösste Geschwindigkeit ist etwa 50 km/St. Das Gesamtgewicht des Wagens mit Wagenkasten, aber ohne Verdeck, beträgt etwa 850 kg.

(Fortsetzung folgt.)

Ein neuer Kurvenschreiber.

Der nachstehend eingehend beschriebene, von Ingenieur *Victor Lebeau* in Lüttich konstruierte neue Kurvenschreiber bietet ein doppeltes Interesse, einmal ein praktisches durch die zahlreichen Fälle, in denen er auf technischen Bureaus mit bestem Erfolge Anwendung finden kann, und anderseits ein wissenschaftliches, indem er einen Beitrag zu den Lehren der Kinematik bietet.

Mit Hilfe dieses Instrumentes ist es möglich, gewisse Kurven, die man bisher punktweise konstruieren musste, indem man einzelne Punkte festlegte, welche man dann mit dem sog. Kurvenlineale verband, als ununterbrochenen Linienzug darzustellen. Wie wichtig das in vielen Fällen werden kann, dürfte ohne weiteres klar sein, wenn man an gewisse Aufgaben aus dem Schiffbau, dem Werkzeugmaschinen-, Turbinenbau usw. denkt.

In die Kinematik aber wird durch diesen Apparat eine Reihe von bisher unbekannten Bewegungen eingeführt.

Beschreibung des Kurvenschreibers.

Das Instrument ist in Fig. 1 in seiner normalen Ausführungsform dargestellt. Es setzt sich zusammen aus zwei beweglichen Winkelmassen und einem festen Lineal. Das erste Winkelmass abc wird durch zwei Stahlröhren gebildet, die durch das Gelenk u derart miteinander verbunden sind, dass zwischen den beiden Röh-

ren jeder beliebige Winkel eingestellt werden kann. Die dritte Röhre *n* dient dazu, dem Ganzen die erforderliche Steifigkeit zu geben. Auf dem Teil *a b* gleitet eine Hülse kann an dem festen Lineal *k* entlang gleiten und wird bei dieser Bewegung durch die mit Rollen versehenen Führungen *p* und *r* in seiner parallelen Lage zu *k* ge-

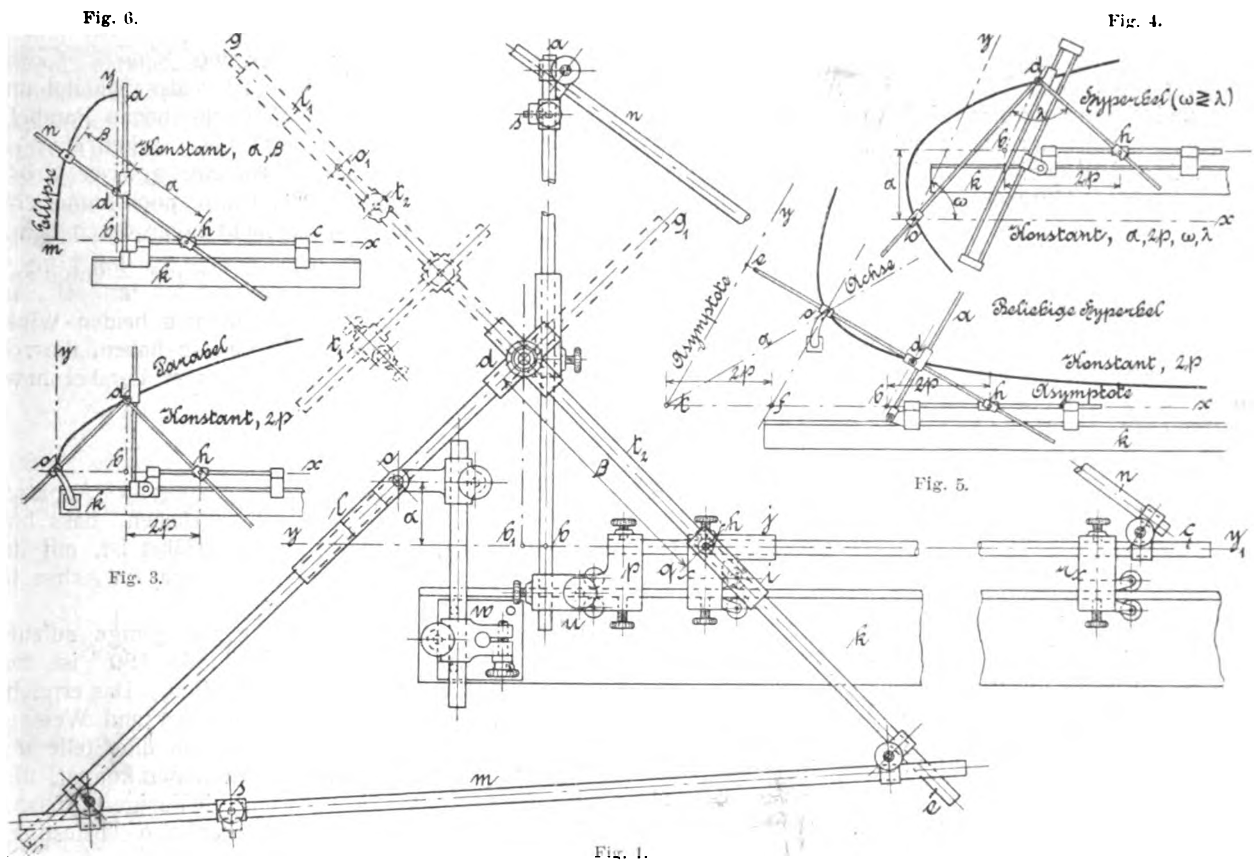


Fig. 6. Fig. 4. Fig. 3. Fig. 5. Fig. 1.

mit Zapfen *d*. Um diesen schwingt das zweite Winkelmass, das in gleicher Weise wie das erste aus zwei Stahlröhren *d e* und *d f* besteht, welche jeden beliebigen Winkel miteinander bilden können. Die dritte Röhre *m* erfüllt hier den gleichen Zweck wie die Röhre *n* beim ersten Winkelmass. Der Arm *d f* ist in der Hülse *l* beweglich, die sich selbst wiederum um den festen Punkt *o* zu drehen vermag. Der Arm *d e* dagegen kann in der Hülse *i* sich verschieben oder festgeklemmt werden, die mittels des Zapfens *h* mit der zweiten Hülse *j* verbunden ist; diese letztere kann auf dem Arm *b c* des ersten Winkelmasses sich verschieben oder auf ihm festgeklemmt werden. Auf diese Weise ist die Möglichkeit gegeben, dass *d e* gegenüber *b c* jeden beliebigen Winkel annehmen kann. *b c* wiederum

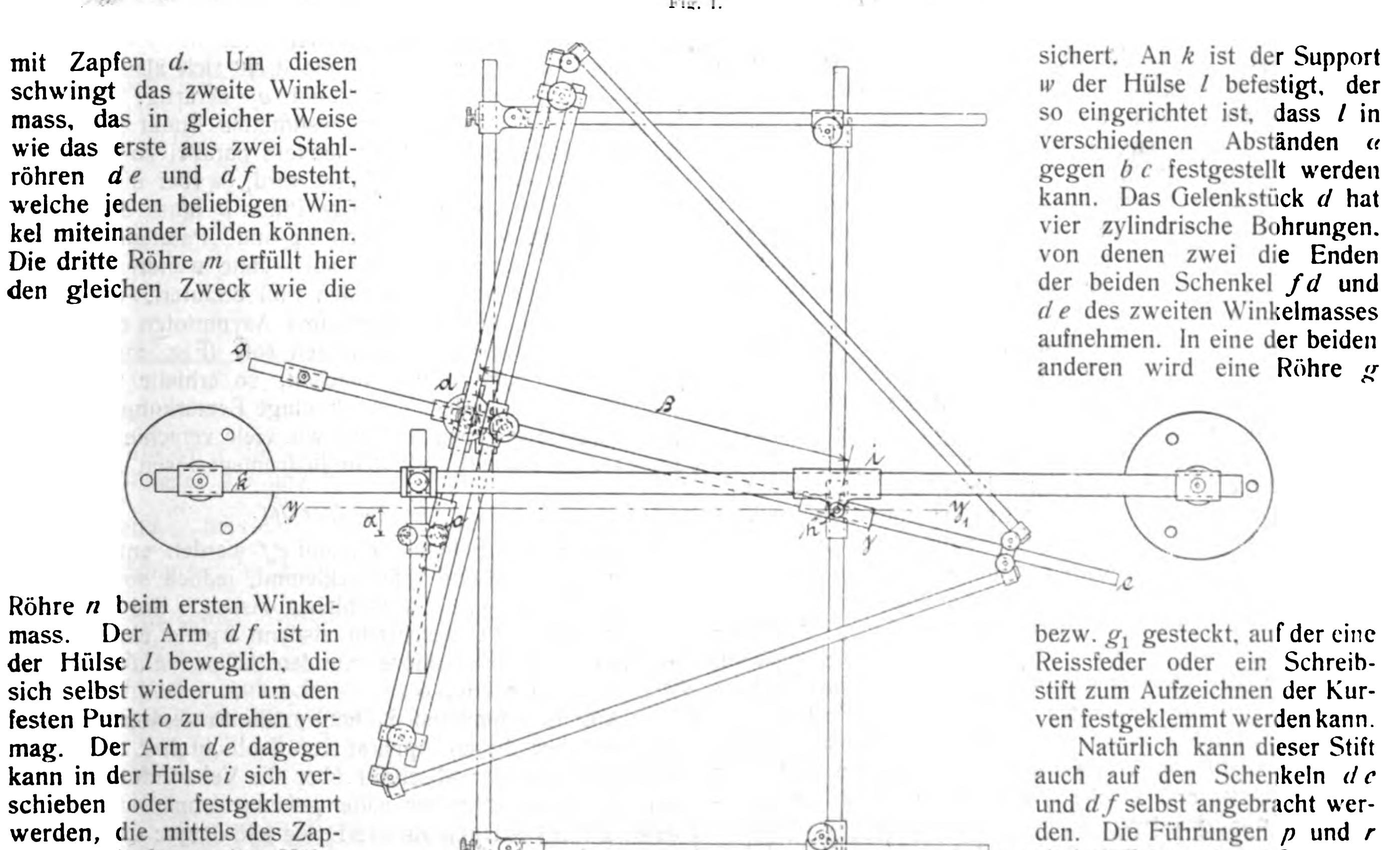


Fig. 2.

sichert. An *k* ist der Support *w* der Hülse *l* befestigt, der so eingerichtet ist, dass *l* in verschiedenen Abständen *α* gegen *b c* festgestellt werden kann. Das Gelenkstück *d* hat vier zylindrische Bohrungen, von denen zwei die Enden der beiden Schenkel *f d* und *d e* des zweiten Winkelmasses aufnehmen. In eine der beiden anderen wird eine Röhre *g* bezw. g_1 gesteckt, auf der eine Reissfeder oder ein Schreibstift zum Aufzeichnen der Kurven festgeklemmt werden kann.

Natürlich kann dieser Stift auch auf den Schenkeln *d e* und *d f* selbst angebracht werden. Die Führungen *p* und *r* sind an ihrer unteren Seite mit kleinen Schrauben versehen, mit deren Hilfe es möglich ist, *b c* auf einer gegebenen geraden Linie $y y_1$ festzulegen. Das Ganze ist so leicht als möglich und dabei doch hinreichend fest gehalten, kleine Unterstützungen *s* verhindern die Durchbiegung der einzel-

nen Stahlröhren nach Möglichkeit und die Röllchen an den Führungen p, q und r sorgen dafür, dass das Arbeiten mit dem Apparat keinerlei Kraftanstrengung erfordert, wodurch natürlich die Genauigkeit des Ergebnisses wächst.

Die Ausführungsform Fig. 2 ist eigentlich nur eine Verdopplung des bereits beschriebenen Apparates. Konstruktion und Wirkungsweise sind im übrigen in beiden Fällen genau gleich; nur ist es möglich, mit dem Instrument Fig. 2 gleich zwei Aeste einer Kurve zu zeichnen, während mit einem Kurvenschreiber nach Fig. 1 nur die Darstellung eines Astes in einem Zuge ausgeführt werden kann.

Wirkungsweise des Apparates.

Klemmt man den Schenkel de (Fig. 1) fest in die Hülse i und lässt die Hülse j frei über den Schenkel bc gleiten, so kann man bc an k entlang auf der Linie yy_1 sich verschieben lassen. Alsdann ergibt sich die Bewegung des Punktes d aus der Grösse seiner Verschiebung auf dem Rohr ba, das gleichzeitig parallel zu sich selbst fortrückt.

Bei dieser Anordnung ist die Bewegung der Ebene fde die folgende: Die Gerade de dieser Ebene dreht sich um einen festen Punkt o, während gleichzeitig ein in derselben Ebene liegender Punkt eine Gerade durchläuft. Das ist aber eine Bewegung, der man den Namen einer „allgemeinen Konchoidenbewegung" geben kann, bei der als Konstanten die beiden Grössen α und β, d. h. die Senkrechte von o auf yy_1 und die Strecke dh anzusehen sind. Naturgemäss beschreiben die einzelnen Punkte der Ebene fde Konchoiden verschiedenster Art, die wieder noch besondere Gestalt annehmen, sobald statt des allgemeinen Falles, wo $\alpha \gtrless \beta$ ist, Sonderfälle: $\alpha = \beta$, $\alpha > o$ und $\beta = o$ oder $\beta > o$ und $\alpha = o$ gewählt werden. Wie denn z. B. für den Fall $\alpha = \beta$ die sog. Zissoiden zustande kommen.

Doch wollen wir an dieser Stelle auf diesen für die Praxis weniger wichtigen Gebrauch des Apparates zur Erzeugung einer Konchoidenbewegung nicht eingehen.

Erheblich wertvoller ist der Fall, wo der Apparat zu einem „Instrument mit konstanter Projektion" umgewandelt ist, weil er dann zur Herstellung von häufiger benutzten Kurven dient.

In diesem Falle gleitet der Schenkel de des Winkelmasses edf in der Hülse i, während die Hülse j auf dem Schenkel bc des Winkels abc festgeklemmt ist. Der $\measuredangle\, abc$ möge dabei eine beliebige Grösse ω, der $\measuredangle\, fde$ eine beliebige Grösse λ haben.

Alsdann ist die Bewegung der Ebene fde die folgende: Die Gerade fd dieser Ebene dreht sich um den festen Punkt o, indem sie gleichzeitig über ihn hinweggleitet, während eine zweite Gerade de der gleichen Ebene ihren Platz derart verändert, dass die Projektion des Abschnittes dh dieser Geraden auf die Gerade bc eine konstante Länge $b_1 h = 2p$ erhält. Dabei ist die Projektion parallel zu der festen Richtung ab vorzunehmen und als Abschnitt dh der genannten Geraden de das Stück zwischen dem Punkte d und der festen Linie bc anzusehen. In diesem Falle sind vier Konstanten vorhanden und zwar die Winkel ω und λ, der Parameter $2p$ und die Senkrechte α von o auf bc.

Es sind zwei Hauptfälle zu unterscheiden, je nachdem die Winkel ω und λ gleich oder ungleich sind, im ersteren Falle hat man es in dem Instrument mit einem „Parabelschreiber", im zweiten mit einem „Hyperbelschreiber" zu tun.

(Wir tragen an dieser Stelle für die Beschreibung des Apparates noch nach, dass der Schenkel bc mit Millimeterteilung versehen ist, um ohne weiteres den Parameter $2p$ der Kurve bestimmen zu können, die man aufzeichnen will.)

Parabelschreiber: $\measuredangle\, \omega = \measuredangle\, \lambda$.

Der einfachste Fall ist der, wo $\measuredangle\, \omega = \measuredangle\, \lambda = 90^0$, und $\alpha = 0$ ist (Fig. 3), dann ist o der Scheitel und bx die Achse der durch Punkt d beschriebenen Parabel. Behalten wir $\measuredangle\, \omega = \measuredangle\, \lambda = 90^0$ bei, machen aber α nicht gleich Null, sondern geben ihm eine gewisse Grösse, so bleibt die von d beschriebene Kurve noch immer eine Parabel, nur geht deren Achse nicht mehr durch den Punkt o, sondern sie liegt parallel zu bx um $\frac{\alpha}{2}$ von o entfernt. Aber auch dann, wenn die genannten beiden Winkel irgendwelche unter sich gleiche Grösse haben, die von 90^0 abweicht, wird d stets sich auf einer Parabel bewegen.

Hyperbelschreiber: $\omega \gtrless \lambda$.

Fig. 4 kennzeichnet die Benutzung des Apparates für diesen Fall, wobei wir nur hervorheben, dass hier der Kurvenschreiber nach Fig. 2 ausgeführt ist, mit dem es ja möglich ist, die *beiden* symmetrisch zur Achse liegenden Aeste der Kurve darzustellen.

Als besonderer Fall ist hier derjenige aufzufassen, bei dem der Winkel λ gleich Null oder 180^0 ist, bei dem also od und dh in eine Gerade fallen. Das erreicht man mit dem Apparat auf die folgende Art und Weise:

Man bringt den Schenkel fd an die Stelle dg, so dass der Punkt o etwa auf o_1 zu liegen kommt, und gibt dem Winkel abc irgend eine beliebige Grösse. Die Hülse j wird wieder auf dem Schenkel bc befestigt, während ja de in der Hülse i und um den festen Punkt o_1 gleitet und d gezwungen ist, sich längs der Linie ab zu bewegen. Auch in diesem Falle dreht sich also eine Gerade de um einen festen Punkt o_1 derartig, dass die Strecke dh zwischen einem bestimmten Punkt d und der festen Geraden bc auf diese letztere parallel zu einer gegebenen Richtung ab projiziert wird, wobei die Projektion die Länge $2p$ erhält. Der Punkt d muss dabei eine Hyperbel mit den Asymptoten bc und „Parallele zu ab" beschreiben. Damit ist aber auch ohne weiteres die Benutzung des Apparates für den Fall erläutert, dass man eine Hyperbel mit den gegebenen Asymptoten tx und ty und dem Scheitel o konstruieren soll (Fig. 5). Würde man den $\measuredangle\, abc = 90^0$ machen, so erhielte man eine gleichseitige Hyperbel. Durch obige Bemerkungen sollen nur Beispiele gegeben werden, wie viele verschiedene Aufgaben sich mühelos mit dem Instrument lösen lassen.

Ellipsenschreiber.

Die beiden Schenkel df und ef werden entfernt, de in den Hülsen d und i festgeklemmt, jedoch so, dass sie sich auf ab bezw. bc verschieben lassen. Bei einer derartigen Bewegung beschreibt alsdann irgend ein Punkt n der Linie hd eine Ellipse mit den Achsen $hd = \alpha$ und $dn = \beta$ (siehe Fig. 6.)

Aus der eingehenden Theorie, die Professor *Neuberg*, Lüttich, über diesen Apparat veröffentlicht hat, möge im folgenden nur der Abschnitt über die Verwendung desselben als Parabelschreiber näher gekennzeichnet werden, indem wir im übrigen unsere Leser auf unsere Quelle verweisen. [1])

Wie bereits hervorgehoben, arbeitet der Apparat in diesem Falle als „Instrument mit konstanter Projektion."

[1]) Mémoires de la Société royale des Sciences de Liège 3. série, t. V. 1904. Auch als Sonderabdruck erschienen in Brüssel bei *Hayez*, 1904.



Er verwirklicht die Bewegung einer Ebene p_1 auf einer festen Ebene p. Es seien d_1 e_1 (Fig. 7) zwei Gerade, in p_1; a_1 sei ihr Schnittpunkt. Alsdann bewegt sich p_1 so, dass d_1 sich um einen festen Punkt o dreht und dass die Projektion des Abschnittes $a_1\ o_1$ von e_1 auf eine feste Gerade d, parallel zu einer zweiten festen Geraden $o\,y$, eine konstante Länge $q'\,o_1 = 2\,p$ hat. Die Konstruktion des Apparates lässt nun eine beliebige Veränderung der folgenden Grössen zu: $\measuredangle\ o\,a_1\,r = \lambda$, $\measuredangle\ x\,o\,y = \omega$, der Strecke $o\,a = a$ und der gekennzeichneten Projektion $= 2p$. Dabei ist die Strecke $x\,o$ parallel zu der Geraden $d\,a$ durch o gezogen. Wie oben schon gesagt, erhält man eine Parabel mit Hilfe des Instrumentes, wenn man $\measuredangle\ \omega = \measuredangle\ \lambda$ macht. Das ist am einfachsten zu beweisen für den Fall

$\measuredangle\ \omega = \measuredangle\ \lambda = \frac{\pi}{2}$, $a = o$ (Fig. 8). Alsdann ist

$$a_1\,q^2 = o\,q\,.\,q\,o_1 \text{ oder } y^2 = 2\,p\,x.$$

Ist $\measuredangle\ \omega = \measuredangle\ \lambda = \frac{\pi}{2}$ aber $a \gtrless 0$ (Fig. 9), so ergibt sich aus den ähnlichen Dreiecken $a_1\,q'\,o_1$ und $o\,q\,a_1$

$$y\,.\,(y - a) = 2\,p\,x$$

oder

$$\left(y - \frac{a}{2}\right)^2 = 2\,p\,.\left(x + \frac{a^2}{8\,p}\right).$$

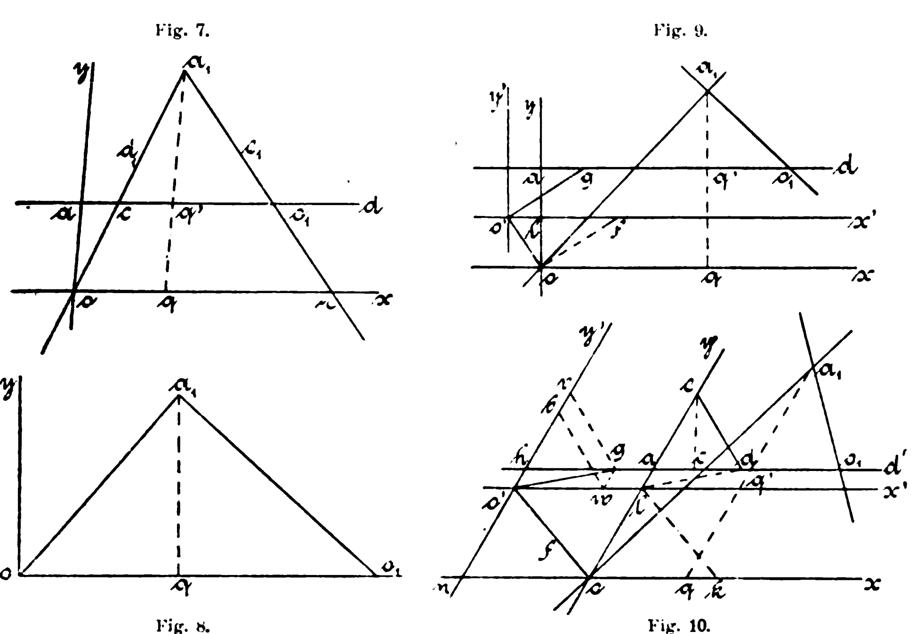


Fig. 7. Fig. 8. Fig. 9. Fig. 10.

In diesem Falle beschreibt also a_1 eine Parabel mit dem Parameter $2\,p$ und einem Scheitel, dessen Ordinaten $-\frac{a^2}{8\,p}$ und $\frac{a}{2}$ heissen. Dieser Scheitel ist demnach leicht zu konstruieren: er liegt auf einer Geraden $o'\,x' \parallel o\,x$, deren senkrechter Abstand von $o\,x$ den Wert $\frac{a}{2}$ hat. Diese Gerade schneide $o\,a$ in l. Macht man $l\,f = 2\,p$ und zieht $o'\,o$ senkrecht $o\,f$, so muss diese Senkrechte $o'\,x'$ im Scheitel der Parabel schneiden; denn es ist

$$o'\,l\,.\,l\,f = o\,l^2 \text{ oder } o'\,l\,.\,2\,p = \left(\frac{a}{2}\right)^2;\ o'\,l = \frac{a^2}{8\,p} \text{ absolut}$$

genommen.

Sind schliesslich die beiden Winkel ω und λ zwar gleich, aber von 90° verschieden, so ergibt sich das Bild Fig. 10. Aus den ähnlichen Dreiecken

$a_1\,q'\,o_1$ und $c\,a_1\,o_1$ folgt hier

$$a_1\,o_1^2 = o_1\,q'\,.\,o_1\,c = o_1\,q'\,.\left(o_1\,q' + \frac{o\,q\,.\,a_1\,q'}{a_1\,q}\right)$$

$$4\,p^2 + (y - a)^2 - 4\,p\,(y - a)\,.\cos\omega$$

$$= 2\,p\left(2\,p + \frac{x\,(y - a)}{y}\right)$$

wenn y und x die schiefwinkligen Koordinaten des Punktes a_1 bezogen auf das Koordinatensystem mit dem Scheitelpunkt o bezeichnen. Aus dieser Gleichung ergibt sich in einfacher Weise

$$y^2 - a\,y - 4\,p\,y\cos\omega = 2\,p\,x$$

oder wenn man $a + 4\,p\,.\cos\omega = \beta$ setzt

$$\left(y - \frac{\beta}{2}\right)^2 = 2\,p\,.\left(x + \frac{\beta^2}{8\,p}\right)$$

d. h. wir haben es mit einer Parabel zu tun, deren Scheitel bezogen auf das schiefwinklige Koordinatensystem durch o die Lage $-\frac{\beta^2}{8\,p};\ \frac{\beta}{2}$ hat.

Auch dieser ist nicht schwer zu konstruieren: macht man $a\,d = 2\,p$ und schlägt mit $2\,p$ um d einen Kreis, so trifft dieser $o\,y$ in e und es ist $o\,e = \beta = a + 4\,p\,.\cos\omega$, also liegt der Scheitel der Parabel auf einer Geraden durch l parallel zu $o\,x$, wenn $o\,l = l\,e$ ist. Zieht man nun $l\,d$ und macht $\measuredangle\ d\,l\,k = \measuredangle\ \omega$, sowie $o\,o' \parallel k\,l$, so ist $\triangle\,l\,e\,d \sim \triangle\,o\,n\,o'$, da zwei Winkel in ihnen gleich sind. Somit wird auch $l\,e : e\,d = o\,n : n\,o'$

oder $o\,n = \frac{l\,e\,.\,n\,o'}{e\,d}$ d. h. $o\,n = \frac{\beta^2}{8\,p}$

Es ist also der Punkt o' der gesuchte Scheitelpunkt der Parabel.

Aus diesen Ausführungen, die, wie bereits bemerkt, nur Beispiele aus der ausführlichen Theorie *Neubergs* herausgreifen, dürfte wohl hervorgehen, dass wir es hier in der Tat mit einem eigenartigen Zeichenapparat zu tun haben, der wohl geeignet ist, das Interesse der Fachleute, sei es nun in theoretischer oder in praktischer Beziehung, zu erregen. Dabei glaubt der Erfinder versichern zu können, dass man es hier keineswegs mit einer abgeschlossenen Entwicklung zu thun habe, sondern dass mit Hilfe geringfügiger Aenderungen es gelingen wird, dem Apparate noch eine Reihe bis jetzt unbekannter Anwendungsmöglichkeiten zu erschliessen.

Neuerungen auf dem Gebiete der drahtlosen Telegraphie.

Von Ingenieur **Adolf Prasch**, Wien.

(Fortsetzung von S. 92 d. Bd.)

Eine neue Art der Erzeugung elektrischer Wellen für Zwecke der drahtlosen Telegraphie. Um eine Abstimmung zwischen einer Gebe- und Empfangsstation zu erreichen, müssen nicht nur beide Systeme auf die gleiche Periode der Eigenschwingungen eingestellt sein, sondern es ist auch notwendig, dass die im Sender erregten

Schwingungen solange andauern und eine solche Amplitude haben, dass sie im Empfangskreise Resonanz erzeugen können. Die erste Bedingung lässt sich leicht erfüllen, indem das Produkt aus Selbstinduktion und Kapazität im Geber und Empfänger gleich gemacht wird. Die zweite Bedingung kann jedoch z. Z. nur annähernd dadurch erfüllt werden, dass das Induktorium aus einer Wechselstromquelle mit grosser Impedanz in Parallelschaltung mit einer Selbstinduktion und Kapazität gespeist wird und die überspringenden Funken einem starken Gebläse ausgesetzt werden. Wird letzteres nicht angewendet, so nimmt man mit Hilfe des rotierenden Spiegels wahr, dass jeder halben Periode der Grundwelle eine Reihe von Funken entspricht, die von nach und nach erfolgenden Entladungen des Kondensators herrühren. Die Abstände zwischen zwei Funken, sowie die Funkenstärke nehmen hierbei anfänglich schnell ab, erreichen ein Minimum und wachsen dann wieder symmetrisch an. Ist die Funkenstrecke jedoch einem Luftstrome ausgesetzt, so folgen sich gleichstarke Funken in ziemlich regelmässiger Reihenfolge. Jeder dieser Funken stellt eine oszillatorische Entladung dar, die wieder zu schädlichen Nebenschwingungen Veranlassung gibt. Die hierbei entstehenden Schwingungen lassen sich mit den Schwingungen einer gespannten und dann losgelassenen Saite vergleichen, welche in ihrer Amplitude nach und nach abnehmen, bis die Saite endlich wieder in die Ruhelage zurückkehrt. Es lassen sich sonach auf diesem Wege kontinuierliche Schwingungen von stets gleichbleibender Amplitude nicht erzeugen.

Bläst man Luft unter stets gleichbleibendem Drucke durch eine Zungenpfeife, so entsteht ein Ton, welcher auf regelmässige Luftschwingungen zurückzuführen ist. Durch dieses Beispiel ist nun auch der Weg gezeigt, welchen man zu beschreiten hat, um regelmässige elektrische Schwingungen zu erzeugen, die für Resonanzwirkungen verwertet werden können. Schon *Warren de la Rue* hat gezeigt, dass sich das in einer luftleeren Röhre entstehende elektrische Licht, an deren Elektroden eine Spannung von annähernd 1100—1200 Volt angeschlossen wurde, sofort schichtete, wenn ein Kondensator im Nebenschlusse geschaltet wurde.

Duddell wies bei seinen Aufsehen erregenden Versuchen nach, dass eine mit Gleichstrom gespeiste Bogenlampe, zu welcher ein Kondensator und eine Selbstinduktion im Nebenschlusse geschaltet wird, Wechselströme von der Periode $2\pi\sqrt{L \cdot C}$ erzeugt.

Valbreuze schlägt nun in Anlehnung an diese Versuche vor, eine *Hewitt*sche Quecksilberdampflampe zur Erzeugung elektrischer Wellen zu verwenden. Die hierbei zu benutzende Anordnung ist in Fig. 15 dargestellt. A bezeichnet eine Gleichstromquelle, K einen Kondensator, Q die Quecksilberdampflampe und P die primäre Wicklung eines Transformators ohne Eisenkern.

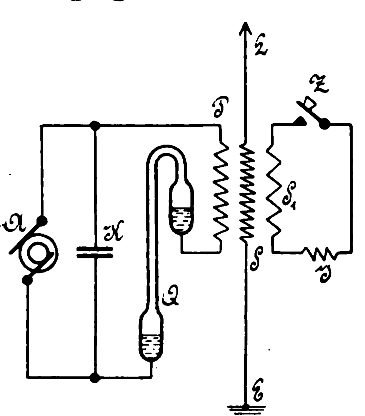


Fig. 15.

Der Transformator hat zwei sekundäre Wicklungen S und S_1. Die Wicklung S besteht aus zahlreichen Windungen und ist mit dem einen Ende an dem Luftdraht L und mit dem anderen an die Erde E angeschlossen. S_1 besteht aus nur wenig Windungen starken Drahtes und steht mit dem Zeichengeber Z über eine regulierbare Selbstinduktion J in Verbindung und wird durch Niederdrücken des Zeichengebers, dessen Kontakte unter Oelverschluss gehalten sind, kurzgeschlossen. Die Zeichengebung erfolgt hierbei in der Weise, dass der Sendedraht ausser Abstimmung gebracht wird. Diese Anordnung bietet den Vorteil, dass die Lampe bei der Zeichengebung nicht ausser Betrieb gesetzt zu werden braucht. Mit einer derartigen Sendeeinrichtung lassen sich, da die Quecksilberdampflampen bis zu 100 Ampère gebaut werden können, grosse Energiemengen ausstrahlen. Der Sendedraht wird hierbei von regelmässigen Induktionsströmen durchflossen, deren Spannung sich durch Aenderung der Windungszahl der Sekundären S leicht auf die gewünschte Höhe einstellen lässt. Der Energieverbrauch der Sendeapparate wird hierbei allerdings bedeutend grösser als bei den bisherigen Sendeeinrichtungen.

Es ist hierzu zu bemerken, dass die Idee der Verwertung der *Hewitt*schen Quecksilberdampflampe für die Erzeugung elektrischer Schwingungen schon vorher, wie das aus den bereits bekannt gegebenen Untersuchungen von Prof. *Simon* und *Reich*[3]) hervorgeht, keineswegs vollkommen neu ist und erscheint es höchst wahrscheinlich, dass diese Versuche die Anregung zur Ausgestaltung der vorbeschriebenen Einrichtung gaben, da die Anordnungen von *Simon* und *Reich* sich von der soeben beschriebenen im Prinzipe nicht unterscheiden.

Die Versuche mit dem System der drahtlosen Telegraphie von *Anders Bull.* Dieses bemerkenswerte mechanische System der abgestimmten Funkentelegraphie[4]) wurde in der Zwischenzeit auf grössere Entfernungen erprobt, als es bisher möglich war. Die vorhergehenden Versuche konnten sich bei dem Mangel an erforderlichen Apparaten und sonstigen Mitteln nur darauf beschränken, nachzuweisen, dass mit diesem Systeme die Geheimhaltung der Mitteilungen vollkommen möglich ist, und dass die Nachrichten von verschiedenen räumlich getrennten, aber abgestimmten Empfängern gleichzeitig aufgenommen werden können. Es war jedoch nicht möglich, auch dafür den Nachweis zu liefern, dass mit diesem Systeme eine wechselseitige Nachrichtenvermittlung bei gleichzeitiger Geheimhaltung durchführbar sei.

Auch die nachstehend zu beschreibenden Versuche, welche auf Anregung der *Marconi Wireless Telegraph Co. (Ltd.)* durchgeführt wurden, konnten sich mit diesem Gegenstande nicht beschäftigen und waren eben nur dahin gerichtet, die Entfernungen, über welche eine solche Nachrichtenübertragung möglich sei, genauer festzustellen.

Die ersten Versuche wurden zwischen den Stationen Chelmsford und Broomfield dieser Kompagnie auf eine Entfernung von 3,5 km durchgeführt. Die Zeichenvermittlung erfolgte in so zufriedenstellender Weise, dass der Empfangsapparat von Broomfield nach *Frinton-on Sea* überführt wurde, während der Sendeapparat in Chelmsford verblieb. Die Entfernung betrug 55 km, ferner war die Strecke für die drahtlose Telegraphie insofern ungünstig, als einige Hügel zwischen den beiden Stationen lagen, so dass diese Entfernung einer vierfachen Entfernung über See als gleichwertig angenommen werden konnte. Ausserdem machten atmosphärische Störungen die Untersuchungen zeitweise ziemlich schwierig. In der Sendestation befand sich ein einfacher Luftdraht. In der Empfangsstation kam für die Uebertragung der Zeichen vom Luftdrahte auf den eigentlichen Empfangskreis ein *Tesla*-Transformator (Jigger) zur Anwendung. Die Luftdrähte hatten eine ungefähre Höhe von 53 m.

Für diese Versuche wurden dieselben Apparate verwendet, welche für die früheren Experimente auf eine Entfernung von nur 70 m in Anwendung waren. Die

[3]) s. D. p. J. 1903, **318**, S. 776.

[4]) s. D. p. J. 1903, **318**, S. 337.



einzige Aenderung, die vorgenommen wurde, bestand in der Verlängerung der Relaiswindungen, wodurch das Relais so empfindlich wurde, dass die Berührung der Pole des Fritters mit feuchten Fingern genügte, um es zum Ansprechen zu bringen. Die Relais der *Marconi-Compagnie* konnten trotz ihrer ausserordentlichen Empfindlichkeit aus dem Grunde nicht verwendet werden, weil sie infolge der Abmessungen der beweglichen Teile zu langsam arbeiteten. Es ist nämlich die rasche und deutliche Feststellung der einlangenden Impulse eine der Hauptbedingungen für das gute Wirken dieses Systems. Aus diesem Grunde wurde auch die Klopfereinrichtung zum Entfritten in einer Weise entworfen, welche für ein rasches Wirken bürgt. In Fig. 16 ist die Einrichtung, welche bei diesen Versuchen mit sehr zufriedenstellendem Erfolge zur Anwendung gelangte, dargestellt. Der eine Pol C_1 des Fritters F ist starr befestigt, während der andere Pol C_2 auf einer Unterlage a der Armatur des Elektromagneten E_1 aufruht. Diese Armatur wird durch die isolierte Feder f an den Schraubenkontakt s gedrückt, welcher die Bewegung der Armatur oder des Ankers nach der einen Richtung hin begrenzt und gleichzeitig als Kontakt für den Fritterstrom dient. Sobald der Fritter leitend wird, fliesst der von der Batterie e gelieferte Strom, wie dies durch die Pfeile angedeutet ist, durch den Fritter und das Relais R, R, welches erregt, den sekundären Stromkreis schliesst, in welchen der Sammler (32 in Fig. 53, D. p. J. 1903, **318**, S. 338) und der Elektromagnet E_1 eingeschaltet sind. Sobald sich der Anker des Elektromagneten E_1 zu bewegen beginnt, wird der Relaisstromkreis unterbrochen und der Anker des Relais R öffnet den Stromkreis noch bevor der Fritter zu schwingen aufhört. Der Fritter erhält hierbei einen zweifachen Schlag und zwar wenn der Anker an den Magnetkern anschlägt und wenn er in seine Ruhelage zurückkehrt, und ist die Entfrittung infolgedessen nahezu vollständig und daher eine Widerstandsschwankung fast gänzlich ausgeschlossen.

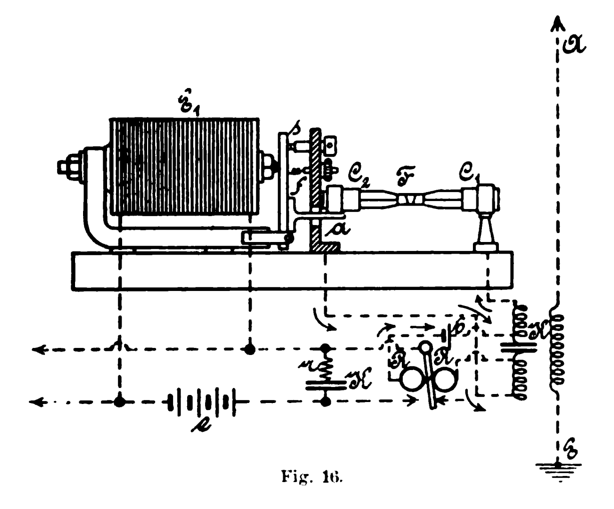


Fig. 16.

Die Bewegung des Ankers beträgt hierbei annähernd nur 0.1 mm. Zur Hintanhaltung von örtlichen Funkenbildungen, wurden Kondensatoren K mit vorgeschalteten Widerständen r verwendet. Diese Anordnung erwies sich als sehr zufriedenstellend.

Die ersten Versuche waren nicht erfolgreich, in dem zwar der Empfänger der *Marconi-Compagnie* mit Leichtigkeit auf die von Chelmsford ausgehenden Impulse ansprach, hingegen das Instrument von *Bull* kein Zeichen von Wirkung erkennen liess, wiewohl die Verbindungen die gleichen wie vorher waren, und die Fritter und das Relais dieselbe Empfindlichkeit zeigten, wie bei den anfänglichen Versuchen. Die Ursache wurde in der Tatsache gefunden, dass die Kapazität des einen Fritterendes durch die Kapazität des Elektromagneten E_1 vergrössert wurde und hierdurch die von den Schwingungen hervorgerufenen Potentialdifferenzen verringert wurden. Da bei den früheren Versuchen die Verbindungen nach dem *Slaby-Arco*-System hergestellt waren, und der in Rede stehende Fritterpol dementsprechend mit der Erde verbunden war, so konnte diese Kapazitätsvergrösserung keine Wirkung haben. Nach Durchführung der notwendigen Aenderungen erwiesen sich die Ergebnisse als zufriedenstellend und konnten, bei günstigen atmosphärischen Bedingungen, lange Telegramme gänzlich fehlerlos übertragen werden.

In der Regel wurden lange Reihen von Nachrichten übertragen, da ja der Hauptzweck dieser Versuche war, die Geheimhaltung nachzuweisen.

Die Zeichen wurden abwechselnd mit dem gewöhnlichen *Marconi*-Empfänger und dem Empfänger von *Bull* aufgenommen. Es zeigte sich hierbei, dass die Aufnahmen mit dem ersteren Empfänger in keiner Weise entziffert werden konnten, während die Aufnahmen mit dem Empfänger von *Bull* vollkommen deutlich waren. Hierdurch war der Beweis für die Möglichkeit der Geheimhaltung der Nachrichten in der besten Weise erbracht.

Es gelang hierbei auch durch eine passende Einstellung des in Fig. 53 (D. p. J. 1903, **318**, S. 338) dargestellten Sammlers die einlangenden Zeichen in deutlichen Punkten und Strichen aufzunehmen und wurde dies dadurch erreicht, dass für jeden einlangenden Impuls eine grössere Anzahl der Stahlfedern in die Rinne geleitet wurde. Es wird hierdurch die Zeit, während welcher der Strom den Morseschreiber durchfliesst, wesentlich vergrössert, gleichzeitig aber auch die Feinheit der Abstimmung etwas verringert. Durch diese Einstellung ergab sich jedoch der Vorteil, dass Geschwindigkeitsschwankungen im Verteiler und Sammler bis zu einer gewissen Grenze keinen Einfluss auf die korrekte Uebertragung ausübten. So wurden Nachrichten ohne Anstand übermittelt, wenn die Anzahl der Umdrehungen des Verteilers und Sammlers 56.5 bezw. 60 in der Minute betrugen.

Striche können jedoch auch durch Anwendung anderer Methoden, ohne die Feinheit der Abstimmung zu beeinflussen, erhalten werden. Es liegt jedoch kein Anlass dazu vor, da nur bei einiger Uebung das Ablesen einer Serie von Punkten als Strich keinerlei Schwierigkeiten macht.

Nachdem diese Ergebnisse mit sehr primitiven Apparaten, den ersten und alleinigen, die bisher geschaffen wurden, erreicht werden konnten, unterliegt es keinem Zweifel, dass dieses System für alle praktischen Zwecke, in welchen ein Aufnehmen der Nachrichten von unberufener Seite verhindert werden soll, mit Erfolg angewendet werden kann.

Guarinis System zur selbsttätigen Feuermeldung auf dem Wege der drahtlosen Telegraphie. Dieses System verfolgt den Zweck, bei Feuersbrünsten oder bei unzu-

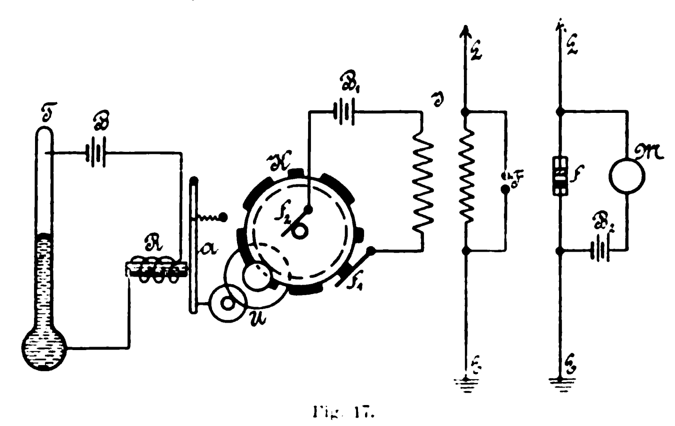


Fig. 17.

lässigen Temperaturerhöhungen in Räumen, die Feuerwache hiervon selbsttätig mittels drahtloser Telegraphie zu verständigen. Zu diesem Zwecke wird in dem zu schützenden Raum ein Kontaktthermometer T (Fig. 17) aufgestellt, welches mit einer Stromquelle B und einem Relais R leitend in Verbindung steht. Das Thermometer ersetzt in diesem Falle die Auslösungstaste und schliesst den Stromkreis, sobald die Temperatur das höchste zulässige Ausmass überschritten hat. In diesem Falle wird der Anker a des Relais, welcher die Sperre für ein Uhrwerk U, das hier nur schematisch angedeutet ist, bildet, angezogen und gibt das Uhrwerk frei. Letzteres setzt nun die Kontaktscheibe K, welche die von den selbsttätigen Feuermeldern her bekannte Form hat, in dauernde drehende Bewegung. Mittels der an dem Kontaktrade schleifenden Federn f_1 und f_2 wird in diesem Falle die Batterie B_1 in den dem zu gebenden Signale entsprechenden Zwischenräumen und der entsprechenden Zeitdauer geschlossen, wodurch die Primäre des Induktoriums J erregt und das Induktorium selbst betätigt wird. Die hierdurch in der Funkenstrecke F hervorgerufenen Entladungen versetzen den geerdeten Luftleiter L in elektrische Schwingungen, welcher wieder in den Raum sich fortpflanzende elektromagnetische Wellen ausstrahlt. Treffen diese Wellen den Luftleiter L des bei der Feuerwache aufgestellten Empfangsapparates, so bringen sie den Fritter f zum Fritten und werden sodann in der bekannten Weise auf dem Morseempfänger M eine Reihe von Strichen und Punkten aufgezeichnet, welche dem Wachehabenden anzeigen, an welchem Orte Hilfe zu leisten ist. Selbstredend können mehrere Thermometer in den verschiedenen Räumen eines Gebäudes aufgestellt werden, welche ähnlich wie die verschiedenen Tasten eines Ruftelegraphen an einen gemeinsamen Geberapparat angeschlossen werden. Ebenso lassen sich die Thermometer mit mehreren verschiedenen Temperaturen entsprechenden Kontakten ausrüsten, welche wieder durch verschiedene Kontakträder verschiedene Signale entsenden.

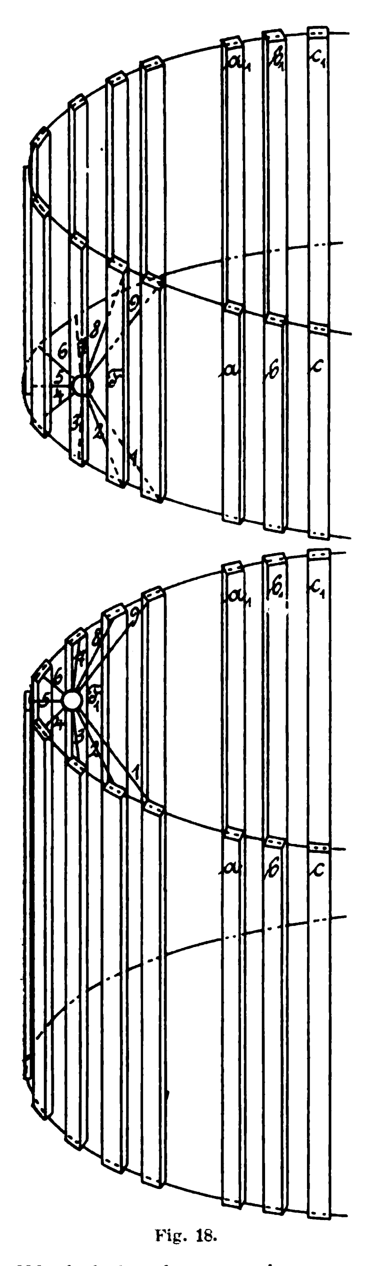


Fig. 18.

Prof. Dr. Ferdinand Brauns Einrichtungen zur Lenkung der elektrischen Wellen. Es ist eine der Optik wohlbekannte Erscheinung, dass Lichtstrahlen gleicher Wellenlänge durch einen parabolischen Reflektor in paralleler Richtung in den Raum entsendet werden können, statt sich wie sonst nach allen Richtungen hin zu zerstreuen. Bedingung hierbei ist nur, dass sich die Lichtquelle im Brennpunkte bezw. bei zylindrischer Form des Reflektors in der Brennlinie befindet.

Diese Methode lässt sich nun, da die elektrischen Wellen den gleichen Gesetzen folgen wie die Lichtwellen, auch für die Lenkung der elektrischen Strahlen und zwar nach *Braun* (Fig. 18) in folgender Weise verwerten: Es werden zwei Sätze einer Serie von parallelen Stäben, die in gleicher Entfernung voneinander stehen und eine Art Gitter von der Form eines parabolisch gebogenen Zylinderstückes bilden, verwendet. Jeder Stab des einen Gitters steht durch einen gerade gestreckten Draht (*1—9*) mit der oberen Funkenkugel F und jeder Stab des zweiten Gitters in gleicher Weise mit der unteren Funkenkugel F_1 in leitender Verbindung. Da hierdurch alle Stäbe von dem gleichen Zentrum erregt werden, so hängt der Phasenunterschied zwischen den Schwingungen der einzelnen Stäbe nur von der Länge der Verbindungsdrähte ab. Die Längen dieser Verbindungsdrähte entsprechen nun den vom Brennpunkte, d. i. der Funkenkugel ausgehenden Strahlen des parabolischen Reflektors. Infolgedessen werden die entsendeten Wellen parallel und geradlinig verlaufen und wird der grösste Teil der Strahlungsenergie in eine Richtung geleitet werden. Der physikalische Vorgang ist analog dem Vorgange bei dem *Hertz*schen Spiegel nur mit dem die Eigentümlichkeit dieser Einrichtung bildenden Unterschiede, dass jeder Stab selbständig seine Schwingungen vollführt, welche bei geeigneter Abstimmung durch Kapazitäten und Selbstinduktionen auf die gleiche Periode gebracht werden können. Der Vorteil dieser neuen Anordnung gegenüber einem ununterbrochenen metallischen Spiegel von parabolischer Form liegt darin, dass viel mehr Energie in Wirkung tritt, indem die Energie von der Kapazität der einzelnen Stäbe abhängt, welche durch geeignete Wahl der Ausmasse der Stäbe und allenfalls auch durch Hinzufügen von Kondensatoren vergrössert werden kann. Die mit dem Brennpunkte F nicht in Verbindung stehenden Stäbe $a\ b\ c$ und $a_1\ b_1\ c_1$ haben den Zweck, eine seitliche Ablenkung der Strahlen zu verhindern.

(Schluss folgt.)

Kleinere Mitteilungen.

Sauge-Hopper-Bagger, System Frühling, [1])

gebaut von *F. Schichau*, Elbing.

Der von der Firma *F. Schichau*, Elbing, für die Kaiserliche Marine erbaute Riesenbagger (s. d. Fig.), gegenwärtig der grösste Bagger der Welt, wurde hergestellt, um bei *Wilhelmshaven* die Jade, welche früher durch Baggerungen mit den alten gewöhnlichen Baggern nicht ausreichend tief für den Tiefgang der Schiffe erhalten werden konnte, zu vertiefen.

Der Bagger hat bei 80 m Länge und 14,5 m Breite einen Tiefgang von 4,9 m und verdrängt mit 2550 t Baggergut 4500 t Wasser. Das Saugerohr kann eine Tiefe von 23 m erreichen. Vier Dreifach-Verbundmaschinen von zusammen 2000 PS sind eingebaut.

Nach einer kurzen Maschinenprobe in Danzig fuhr das Schiff

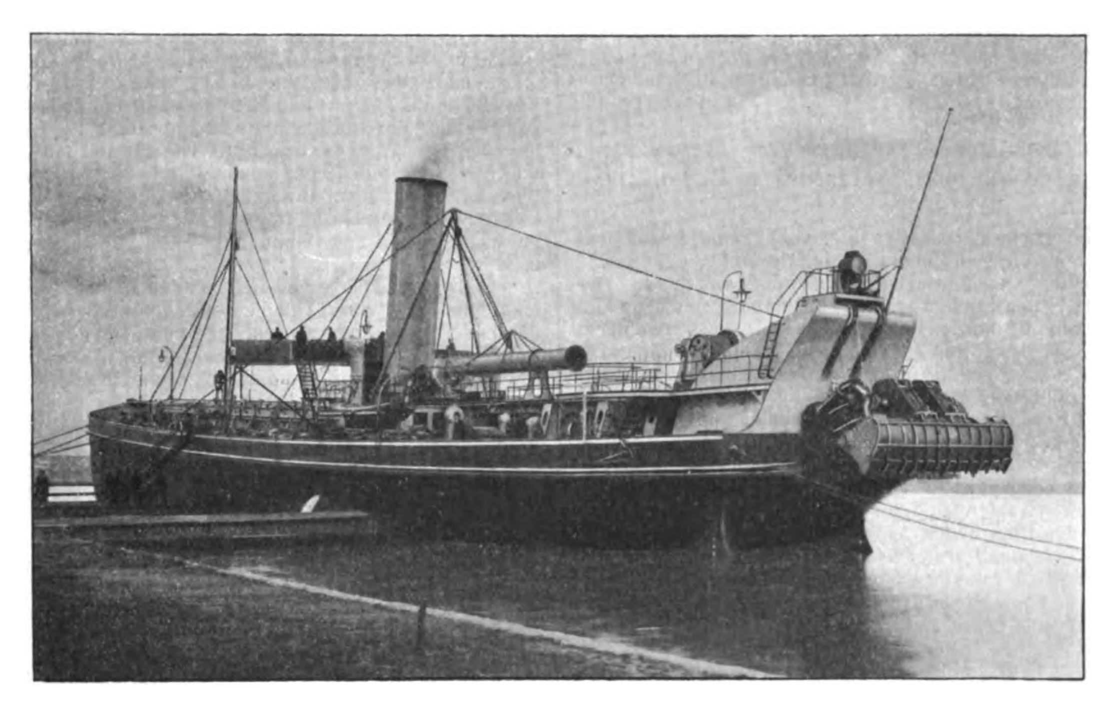
[1]) Vergl. des Verfassers Vortrag im „Verein zur Förderung des Gewerbefleisses“ am 5. Dez. 1904, Verhandlungen des genannten Vereins 1904, S. 288 u. f.



nach Wilhelmshaven und machte in der zweiten Hälfte des Dezember 1904 seine Probebaggerungen, welche in kurzer Zeit glänzend erledigt wurden.

Es war eine kontraktliche Leistung im weichen Boden von 3600 cbm/st vorgeschrieben, welche der Bagger insofern übertraf, als er spielend 5000 cbm/st leistete.

In schwerem Sandboden von einem spezifischen Gewicht



von 1,96 schaffte der Bagger noch 3600 cbm/st; es kam aus den Druckröhren 65 v. H. fester Boden zur Förderung.

Die kontraktliche Geschwindigkeit betrug bei voller Belastung und vollgepumpten Bassins 8 Knoten,[2]) doch war die mittlere Geschwindigkeit während mehrstündiger Fahrt nicht 8, sondern 10 Knoten, wodurch die Leistung des Baggers ausserordentlich erhöht wird.

Der Kohlenverbrauch war hierbei äussert günstig und betrug in voller Fahrt nur 0,85 kg für die indizierte Pferdekraft und Stunde. Durch diese erhöhte Leistung und die erhöhte Geschwindigkeit wird der Bagger in den Stand gesetzt, an einem Tage 24 000 cbm Boden zu fördern, abzufahren und aus dem Wege zu schaffen, wodurch bei 250 Arbeitstagen im Jahre eine Gesamtleistung von rd. 6 000 000 cbm entsteht.

Es stellt sich daher der Raummeter geförderter Boden — selbst wenn man Verzinsung und Amortisation des ganzen Baggers rechnet — auf kaum 3 Pfennige für den Kubikmeter, und das ist ein ganz ausserordentlich günstiges Ergebnis, wie es bisher unerreicht dasteht. Bei den bisher gebräuchlichen Baggern wurde in den Häfen der Raummeter durchschnittlich mit 50 Pfennigen veranschlagt.

Dem Vernehmen nach hat die Firma *F. Schichau* bereits eine grosse Zahl dieser neuen Bagger von verschiedenen Seiten in Auftrag, und es mehren sich namentlich die Anfragen von überseeischen Häfen. *M. Buhle.*

[2]) 1 Knoten = 1,852 km.

Bücherschau.

Das Skizzieren ohne und nach Modell für Maschinenbauer. Ein Lehr- und Aufgabenbuch für den Unterricht von *Karl Keiser*, Zeichenlehrer an der Städtischen Gewerbeschule zu Leipzig. Mit 24 Textfiguren und 23 Tafeln. Berlin, 1904. Julius Springer.

Die 59 Seiten umfassende kleine Schrift stellt mitsamt den Tafelskizzen das Ergebnis eines vom Verfasser in ernster Bemühung gewonnenen Lehrganges für das freihändige technische Zeichnen an gewerblichen Schulen dar.

Der Inhalt des Buches und die Absicht des Verfassers wird durch den Buchtitel nicht zutreffend gekennzeichnet.

Dasselbe soll nach des Verfassers Vorwort ein Lehr- und Aufgabenbuch, sowie vornehmlich ein Wegweiser dem Lehrer sein, bis „derselbe die Sache frei beherrscht". Die pädagogische Seite des Zeichenunterrichts steht hier im Vordergrunde, während das eigentliche technische Zeichnen und das Skizzieren, wie solche für angehende Maschinenbauer von Nöten sind, nur wenig berührt werden, wenngleich nach des Verfassers Vorwort derselbe sich *Riedlers* bekanntes Buch „Das Maschinenzeichnen" zum Vorbilde gesetzt hatte.

Die Richtigkeit der *Riedler*schen Forderung, dass beim Zeichnen und Skizzieren die Erwerbung von Sach- und Fachkenntnissen die Hauptsache bilden müsse, wird vom Verfasser wiederholt hervorgehoben und anerkannt (S. 1 sowie S. 53). Die Modelle für Aufnahmen und Skizzierübungen betreffend, vertritt der Verfasser auf S. 41 u. f. und insbesondere auf S. 55 gesunde und zutreffende Ansichten. Hingegen kann ihm der Vorwurf nicht erspart werden, dass namentlich seine Tafelskizzen in bezug auf die Qualität der gewählten Formen der Maschinenteile als wie auch betreffs der rein zeichnerischen Leistung nicht auf der Höhe des heutigen technischen Schulunterrichts stehen.

Der Verfasser scheint sich dessen zum Teil bewusst zu sein, indem er auf S. 4 darauf hinweist, dass die Uebungsbeispiele für das Zeichnen ohne Modell auf den Tafeln 1 bis 22, namentlich die über krummflächige Objekte, nicht lediglich vom rein technischen Standpunkte ausgewählt seien, sondern zunächst mit Rüchsicht auf das bildende räumliche Denken. Dieses Bestreben, der Entwicklung des räumlichen Vorstellungsvermögens mit Zuhilfenahme von einfachen geometrischen Gebilden zu dienen, füllt das Schriftchen aus, hingegen sind in demselben die Maschinenteile nur nebenbei zur Anwendung herangezogen. Die betreffenden Skizzen zeigen denn auch ohne Ausnahme recht primitive Formen.

Um aber das erforderliche Mass von Sachkenntnis beim Skizzieren und Aufnehmen zu erwerben und brauchbare Formen in sich aufzunehmen, bedarf es einesteils einwandfreier Modelle, die dem Endziel des Unterrichts entsprechend Originalmodelle sein müssen, im vorliegenden Falle Maschinenteile guter Konstruktion und Ausführung, und anderenteils gehört dazu eine Unterweisung des Schülers durch einen Lehrer, dessen Sach- und Fachkenntnisse über diejenigen eines Zeichenlehrer hinausgehen.

Das vorliegende Schriftchen kann zu der gegenwärtig für gewerbliche Fortbildungsschulen und ähnliche Anstalten brennend werdenden Frage, ob Schullehrer oder Fachlehrer als Kommentar dienen. Die vom Verfasser angezogenen Stellen aus *Riedlers*

Buch dürften diese Frage unbedingt dahingehend entscheiden, dass Skizzieren für Maschinenbauer durch einen Fachmann gelehrt werden müsse. Die Qualität der vorliegenden Tafelskizzen bestätigt die Richtigkeit einer solchen Auffassung. Wenn doch die massgebenden Behörden darauf hinwirken wollten, dass der Schullehrer mit dem Fachlehrer sich zum gemeinsamen Arbeiten verbänden!

Vorstehende Kritik wendet sich hauptsächlich gegen den unzutreffenden Titel des Buches. Den ernsten Bestrebungen des Verfassers dagegen darf die Anerkennung nicht versagt werden. Sicherlich wird das Schriftchen bei Zeichenlehrern an Gewerbeschulen und ähnlichen Anstalten, die auch im Fachzeichnen unterrichten, mit Erfolg benutzt werden und ihnen manche wertvolle Anregung geben. *W. Pickersgill.*

Lehrbuch der technischen Physik. Von *Hans Lorenz.* II. Technische Wärmelehre. München u. Berlin, 1904. R. Oldenbourg. 13 Mk.

Wer die technische Thermodynamik von *Zeuner* kennt und nun dieses Buch in die Hand nimmt in der Hoffnung, eine frische moderne Darstellung der Wärmelehre zu finden, wird arg enttäuscht sein. Der Gesamteindruck ist ein derartiger, als ob das Buch vor ungefähr 30 Jahren geschrieben sei; dass das nicht der Fall ist, davon geben nur einige neuere Zahlen Zeugnis.

Während *Clausius* schon in der zusammenfassenden Bearbeitung seiner einzelnen Abhandlungen zu der Mechanischen Wärmetheorie sehr scharf zwischen allgemein gültigen Sätzen und den auf der kinetischen Hypothese beruhenden unterschied, hat Verfasser sich vollständig auf den Standpunkt dieser Hypothese gestellt, obgleich gerade jetzt durch die Entdeckung der Emanationen der strahlenden Elemente und die Erscheinungen der Elektronen der Begriff des Atoms recht unsicher geworden ist. Für die technische Wärmelehre hat schon *Clausius* die kinetische Hypothese für überflüssig erklärt.

Von dem Temperatur-Entropiediagramm, dessen Vorteile sich immer mehr und mehr zeigen, hat Verfasser nirgends Gebrauch gemacht.

Die in kleiner Schrift, also als unwichtig gegebene Darstellung der Methode *Boulvins* aus einem Indikatordiagramm das Temperatur-Entropiediagramm zu bilden, ist sogar falsch. *Boulvin* hat ganz richtig seine Methode so eingerichtet, dass die Arbeit der Speisepumpe, weil sie nicht nach aussen abgegeben wird, durch die Umzeichnung vom Indikatordiagramm abgezogen wird. *Lorenz* will sie wieder zu dem erhaltenen Diagramm zugezählt wissen. In der Praxis ist ja die Arbeit der Speisepumpe so klein neben den übrigen Verlusten, dass man sie gar nicht zu beachten nötig hat; in der Theorie muss man wissen, wo sie in Rechnung gestellt werden muss.

Während Verfasser manches bringt, dessen Zugehörigkeit zur technischen Wärmelehre schwer einzusehen ist, z. B. die kinetische Deutung des Temperaturbegriffes; die Berechnung der Höhe der Erdatmosphäre aus irgend einer der vielen dafür vorgeschlagenen Hypothesen, vermisst man wieder andere Untersuchungen, die man gern in einer technischen Wärmelehre sehen möchte. So sind zwar im Kapitel Mischung von Luft und Wasserdampf die verschiedenen Hygrometer behandelt, vergebens sucht man aber hier sowohl wie anderwärts die Besprechung der Rückkühlanlagen und der Gegenstromkondensatoren. Auch der Einfluss der Luftfeuchtigkeit auf die Wirkung der Pressluftanlagen ist nirgends erwähnt. Die für die Diskussion der Abweichung des indizierten vom theoretischen Diagramm so wichtige kalorimetrische Untersuchung der Dampfmaschine, deren Uebertragung auf Gasmotoren *E. Meyer* in seinen Untersuchungen an Gasmotoren angebahnt hat, sind vollständig vernachlässigt u. s. w.

So wie S. 208 angegeben, bildet niemand den Differentialquotienten aus einer Tabelle; wie man vorzugehen hat, wenn der Differenzenquotient nicht ausreicht, mag Verfasser aus dem Buche seines bisherigen Kollegen *Nernst* (*Nernst* und *Schönfliess*, Einführung in die mathematische Behandlung der Naturwissenschaften) entnehmen. Von denselben hätte er sich auch können sagen lassen, dass es in der Thermochemie vorteilhafter ist, die Stoffmengen nach Molen statt nach kg zu messen. Er hätte dann die langen unübersehbaren Formeln (von 5 Zeilen Länge) vermeiden können, welche kein Mensch, ohne verwirrt zu werden, nachzurechnen imstande ist.

Die Grösse x gibt die Relation zwischen dem dampfförmigen und dem flüssigen Anteil des vorliegenden Stoffes und hat mit dessen Spezies, ob H_2O oder NH_3 usw. nichts zu tun; sie muss also als *relative* Dampfmenge bezeichnet werden; will der Verfasser durchaus Fremdworte gebrauchen, so mag er sie auch richtig gebrauchen.

In den Zeichnungen sind die Buchstaben durch die Verkleinerung so klein geworden, dass man sie kaum durch die Lupe erkennen kann.

In dem ganzen Buche ist nur die Strömung von Gasen und Dämpfen als befriedigend dargestellt zu bezeichnen.

Dr. *K. Schr.*

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Werden und Vergehen. Von *Carus Sterne.* Heft 1—20. 6. Auflage. Bearbeitet von *Wilh. Bölsche.* Berlin. Gebr. Bornträger. Preis f. d. Heft 50 Pf.

Aus Natur und Geisteswelt. Das deutsche Handwerk in seiner kulturgeschichtlichen Entwicklung. Von Dr. *Eduard Otto,* Direktor der Höheren Mädchenschule in Offenbach a. M. Zweite, durchgesehene Auflage. Mit 27 Abb. Leipzig, 1904. B. G. Teubner. Preis geb. 1,25 M.

Experimentelle Untersuchung von Gasen. Von Dr. *Morris W. Travers,* Professor am University College in Bristol, Mitglied der Royal Society und des University College in London. Mit einem Vorwort von Sir *William Ramsay,* K. C. B. Deutsch von Dr. *Tadeusz Estreicher,* Privatdozent an der K. K. Jagellonischen Universität in Krakau. Nach der englischen Auflage vom Verfasser unter Mitwirkung des Uebersetzers neu bearbeitet und erweitert. Mit 1 Tafel und 144 Abb. Braunschweig, 1905. Fr. Vieweg u. Sohn.

Taschenbuch für den Tiefbau. Herausgegeben von *Th. Kamps,* Regierungsbaumeister, und *E. Dreessen,* Eisenbahnbetriebsinspektor a. D. Erster Jahrgang 1905. Berlin. Gebr. Bornträger. Preis geb. 5 M.

Der Fabrikbetrieb. Praktische Anleitung zur Anlage und Verwaltung von Maschinenfabriken und ähnlichen Betrieben, sowie zur Kalkulation und Lohnverrechnung. Von *Albert Ballewski.* Berlin, 1905. Julius Springer.

Maschinenelemente. Ein Leitfaden zur Berechnung und Konstruktion der Maschinenelemente für technische Mittelschulen, Gewerbe- und Werkmeisterschulen, sowie zum Gebrauch in der Praxis. Von *Hugo Krause,* Ingenieur. Mit 305 Abb. Berlin, 1905. Julius Springer, Preis geb. 5 M.

Ausführliches Handbuch der Eisenhüttenkunde. Gewinnung und Verarbeitung des Eisens in theoretischer und praktischer Beziehung unter besonderer Berücksichtigung der deutschen Verhältnisse. Von Dr. *Hermann Wedding,* Königl. Preussischer Geheimer Bergrat und Professor an der Bergakademie und der Technischen Hochschule zu Berlin. Zweite, vollkommen umgearbeitete Auflage von des Verfassers Bearbeitung von Dr. *John Percys* „Metallurgy of iron and steel". In vier Bänden. Mit zahlreichen Holzstichen, phototypischen Abbildungen und Tafeln. Dritter Band: Die Gewinnung des Eisens aus den Erzen. Zweite Lieferung. Braunschweig, 1904. Friedrich Vieweg & Sohn.

Moderne Dampfturbinen. Für weitere Kreise dargestellt von Dr. *A. Krebs,* Brüssel. Mit 21 Abb. Berlin, 1905. Georg Siemens. Preis geh. 2.50 M.

Die Dampfturbine als Schiffsmaschine. Von *Hermann Wilda.* Mit 19 Abb. Hannover, 1905. Gebr. Jänecke. Preis geh. 1 M.

Die Erbauung einer elektrischen Bahn auf die Zugspitze. Von *Wolfgang Adolf Müller,* Ingenieur. Mit 16 Abb. Berlin-Charlottenburg. Zeitschrift des gesamten Turbinenwesens.

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.
86. Jahrg., Bd. 320, Heft 9. Berlin, 4. März 1905.
Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Hebezeuge und Födereinrichtungen auf der Weltausstellung in St. Louis 1904.

Von **Georg v. Hanffstengel**, Chicago.

Wenn die vorjährige Weltausstellung auch mehr geboten hat, als man im Osten der Vereinigten Staaten und in Europa vielfach annahm, so ist doch zuzugeben, dass für technische Spezialstudien in St. Louis kein günstiges Feld war. Eine starke Beteiligung der europäischen Industrie war von vornherein der Kosten wegen kaum zu erwarten, zumal die europäischen Maschinenfabrikanten bei den hohen Zöllen schwerlich darauf rechnen können, sich dauernd in den Vereinigten Staaten einen Markt zu schaffen. Aber auch auf amerikanischer Seite hat man sich sehr zurückgehalten, und von einer einigermassen vollständigen Wiedergabe amerikanischer Leistungen konnte man nur auf wenigen Gebieten, wie z. B. Eisenbahnwesen, reden. Was Hebe- und Transportmaschinen anbelangt, so war nur ein geringer Bruchteil der amerikanischen Firmen vertreten, von denen manche überdies lediglich ihre alten, auch in Europa schon hinlänglich bekannten Konstruktionen ausstellten. Immerhin waren einige interessante Neuerungen da, die im nachfolgenden kurz beschrieben werden sollen.

Die *Brown Hoisting Machinery Co.*, Cleveland, Ohio, stellte mehrere Drehkrane, elektrische Laufkatzen, Handwinden und verschiedene kleine Hebezeuge aus. Ein Dampfdrehkran von 9 t Tragkraft mit Greifer für Erz ist in Fig. 1 und 2 abgebildet. Das Untergestell des Kranes

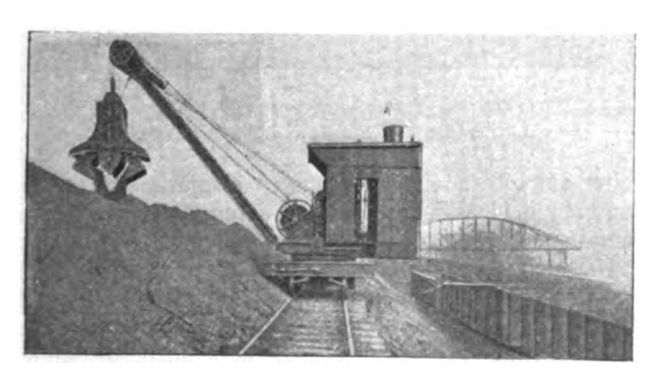


Fig. 1. Dampfdrehkran von Brown.

ist aus Profileisen genietet. Beide Laufachsen werden von der drehbaren Plattform aus angetrieben mittels einer innerhalb des Mittelzapfens nach unten geführten Welle, die durch Kegelräder und wagerechte Wellen auf die Laufachsen arbeitet. Der Kran kann mit Eisenbahnwagen gekuppelt und zum Verschieben benutzt werden. Auf dem Untergestell ruht ein Zahnkranz aus geschmiedetem Stahl, der gleichzeitig als Laufring für die konischen Drehrollen dient und daher oben schräg abgedreht ist. Dieser Ring ist nicht mit dem Untergestell verschraubt, sondern ruht lose auf einem abgedrehten, gusseisernen Bett, das ihn zentrisch führt, aber freie Drehung zulässt. Das in den Zahnkranz eingreifende Ritzel sucht, wenn mit der Maschine gekuppelt, den Ring zu drehen, da aber das ganze Gewicht des Kranes auf dem Ringe ruht, so wird er durch die Reibung festgehalten und statt dessen dreht sich der Kran, dessen Bewegungswiderstand geringer ist. Tritt

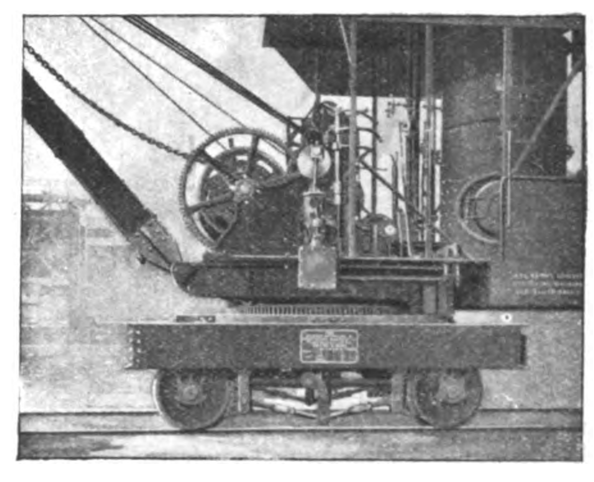


Fig. 2. Dampfdrehkran von Brown.

indessen übermässiger Beschleunigungs- oder Verzögerungswiderstand auf, der grösser ist als die Reibung, so dreht sich der Ring und fängt auf diese Weise, wie eine gute Reibkupplung, alle Stösse auf, die den Zahnrädern gefährlich werden könnten.

Kranplattform und Windengestell sind aus Gusseisen. Die Dampfzylinder sind aussen angebracht und haben senkrechte Achse. Diese Anordnung wird von der Firma damit begründet, dass sie weniger Schwingungen verursacht als die wagrechte Lage. Alle Bewegungen werden durch Reibkupplungen von der Kurbelwelle abgenommen, und zwar sind, obwohl die Maschine umkehrbar ist, für Drehen und Fahren Wendegetriebe vorgesehen, so dass diese Bewegungen während des Hebens in beliebiger Richtung eingeleitet werden können. Der Kran hat, da er für Greifer gebraucht wird, zwei durch einfaches Vorgelege getriebene und mit Bandbremsen versehene Trommeln, beide durch Reibkupplungen an die Kurbelwelle angeschlossen. Eine weitere Trommel kleineren Durchmessers, die oben im Windengestell gelagert ist, dient dazu, den Ausleger einzuziehen und nachzulassen. Sie wird durch ein Schneckengetriebe mit senkrechter Schneckenwelle bewegt. Von der Trommelachse führen Zugstangen

nach dem hinteren Teil der Grundplatte und schützen den Windenrahmen vor Zugspannungen.

Ein senkrechter Feuerröhrenkessel steht auf dem hinteren Teil der Plattform.

Einige Hauptabmessungen für normale *Brown*sche Krane verschiedener Tragkraft gibt die folgende Tabelle:

Tragfähigkeit bei kleinster Ausladung kg	2700	9000	18000
Zylinderdurchmesser	140	228	279
Kolbenhub	228	178	203
Umdrehungszahl der Kurbelwelle i. d. Minute	266	350	225
Kesseldurchmesser	915	1370	1470
Grösste Ausladung, normal	5800	8100	6250
Kleinste „ „	3050	3050	3050
Gewicht des Kranes ohne Gegengewicht kg	10000	26000	54000
Hubgeschwindigkeit für die grösste Last m/min.	41	13	7,6

Eine Abbildung des Greifers gibt Fig. 3, während die schematischen Skizzen Fig. 4 und 4a die Arbeitsweise verdeutlichen. Abweichend von den üblichen deut-

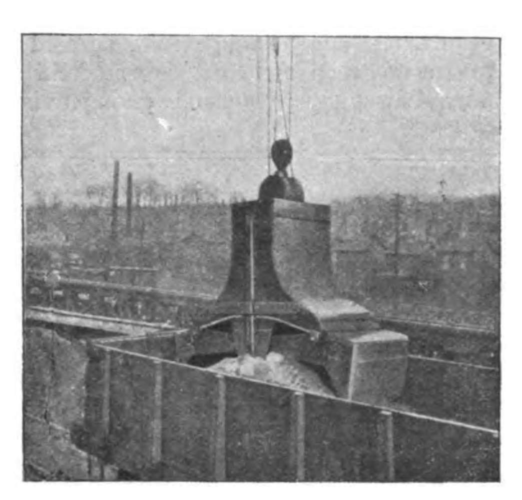


Fig. 3. Greifer von Brown.

schen Konstruktionen sind die beiden Schaufeln nicht durch Gelenkstangen, sondern durch feste Arme von beträchtlicher Länge verbunden. Diese Anordnung bedingt, dass die Drehpunkte der Schaufeln beim Oeffnen auswei-

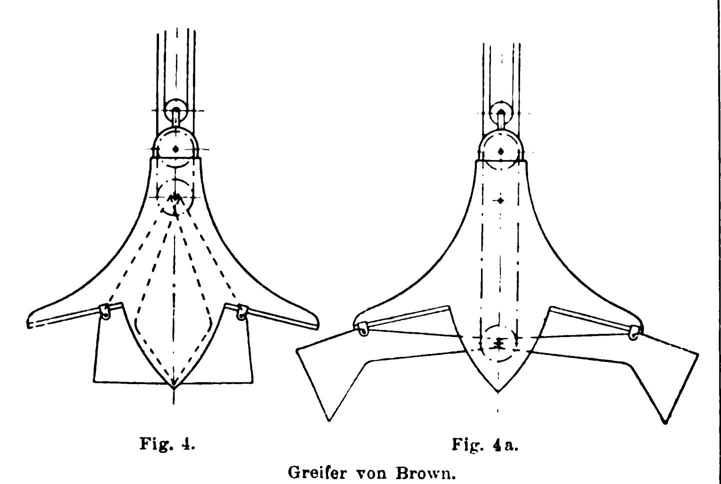


Fig. 4. Fig. 4a.
Greifer von Brown.

chen können, und zwar sind dieselben hier in Gleitstücke verlegt, die sich am Gestell entlang verschieben. Wie aus Fig. 4a hervorgeht, lassen sich dadurch bei verhältnismässig kleinen Schaufeln fast unbeschränkte Greifwerte erzielen, die für die gute Wirkung wesentlich sind. Der Greifer füllt sich in weichem Erz sehr befriedigend, wie er sich in hartem, grosstückigem Material bewährt, habe ich noch nicht beobachten können.

Wie schon bemerkt, stellte die Firma *Brown* weiterhin mehrere elektrische Laufkatzen aus, teils mit, teils ohne angebautem Führerkorb. Letztere Konstruktion ist in Fig. 5 abgebildet. Der Hubmotor arbeitet mit zwei auf der entgegengesetzten Seite liegenden, in der Figur unsichtbaren Vorgelegen auf ein *Yale & Towne*sches Triebwerk (s. unten) mit Kettennuss, wodurch Raum- und Gewichtsersparnis sehr weit getrieben werden. Zum Senken dient eine Lastdruckbremse. Die Katze wird, wenn gewünscht, mit elektrischerFahrvorrichtung versehen.

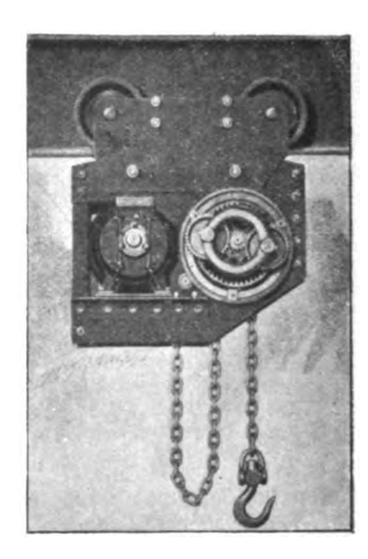
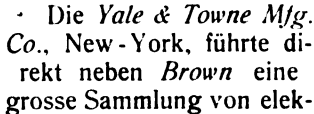


Fig. 5. Elektrische Laufkatze von Brown.

Die *Yale & Towne Mfg. Co.*, New-York, führte direkt neben *Brown* eine grosse Sammlung von elektrischen und Handflaschenzügen vor. Den „Triplex“-Handflaschenzug geben Fig. 6 und 7 wieder. Das äussere Getriebe mit Innenverzahnung bildet einen Teil des feststehenden Gehäuses. Das innere, dazu konzentrische Ritzel wird durch ein Kettenhaspelrad angetrieben und



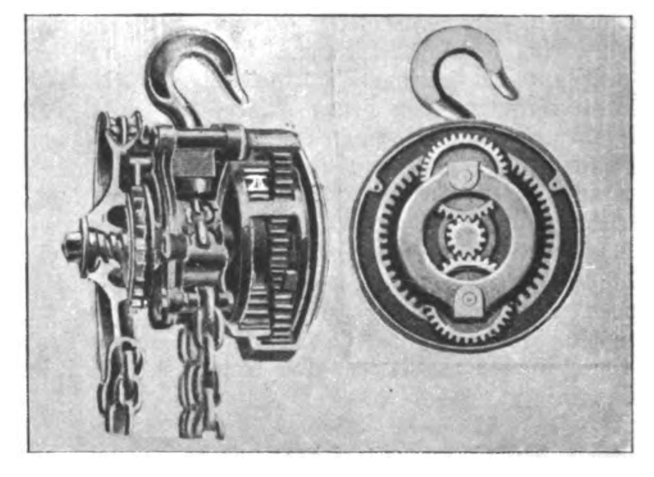


Fig. 6. Fig. 7.
Elektrischer Flaschenzug von Yale & Towne.

arbeitet auf die in einem drehbaren ringförmigen Rahmen gelagerten beiden Zahnräder, auf deren Achsen wiederum je ein in das grosse Getriebe eingreifendes Ritzel sitzt. Die Drehung des inneren Ritzels wird also mit doppelter Uebersetzung auf den Ring und die mit ihm verkeilte Kettennuss übertragen. Zum Festhalten sowie zum Senken der Last dient, wie aus Fig. 6 ersichtlich, die übliche Lastdruckbremse mit Schraubengewinde und Sperrad.

Bei dem elektrischen Flaschenzuge von *Yale & Towne* (Fig. 8) wirkt der Motor mittels schiefwinkliger Kegelräder auf eine Schnecke mit Schneckenrad, welches letztere auf derselben Achse mit den beiden symmetrisch angeordneten Trommeln sitzt. Der Motor wird durch eine senkrecht hängende Welle angelassen, die beim Einrücken gleichzeitig eine Bremse auf der Motorwelle löst. Beim Lastsenken tritt wieder eine Lastdruckbremse in Tätigkeit.

Die Ausstellung der *Lidgerwood Mfg. Co.*, New-York, umfasste eine grössere Anzahl Winden für die verschiedensten Zwecke sowie Modelle mehrerer Seilbahnkran-

systeme. Die Gesellschaft ist eine der ersten Firmen im Windenbau, und die Ausstellung gab eine sehr vollstän-

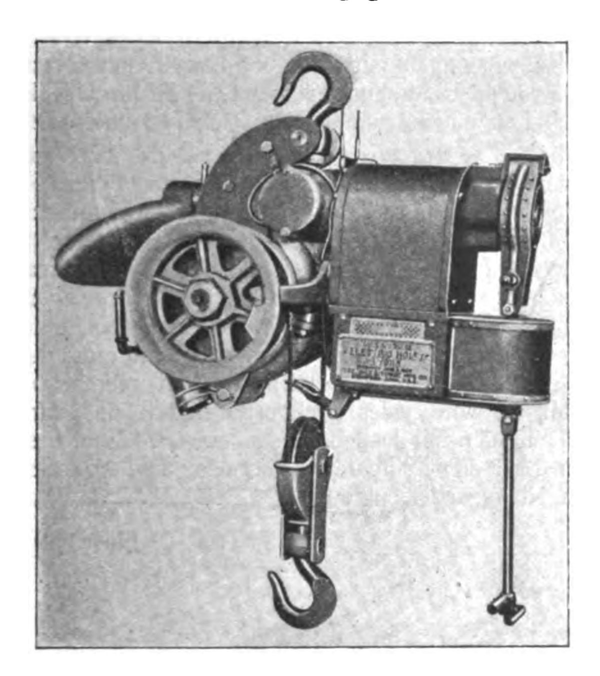


Fig. 8. Elektrischer Flaschenzug von Yale & Towne.

dige Uebersicht über ihre Erzeugnisse. Bemerkenswerte Neuerungen waren indessen nicht vorhanden, und es darf

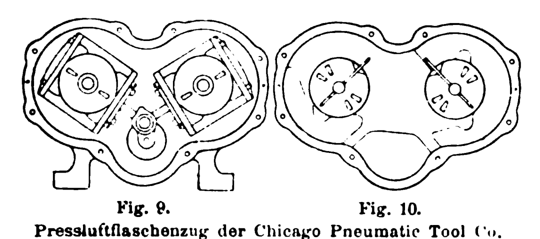


Fig. 9. Fig. 10.
Pressluftflaschenzug der Chicago Pneumatic Tool Co.

daher von einer Beschreibung abgesehen werden.

Die *Industrial Works*, Bay City, Mich., stellten zwei Eisenbahndampfkrane, für 14 und für 90 t, aus. Ersterer Kran arbeitet mit Greifer. Beide sind den *Brown*schen Kranen sehr ähnlich, doch ist die Dampfmaschine liegend angeordnet. Die schwereren Krantypen der Firma und die für den Verschiebedienst bestimmten sog. Lokomotivkrane ruhen auf zweiachsigen Drehgestellen, welche die Last besser verteilen und das Durchfahren von Kurven erleichtern. Die Lokomotivkrane erhalten ferner beträchtlich stärkere Zylinder als die gewöhnlichen Drehkrane.

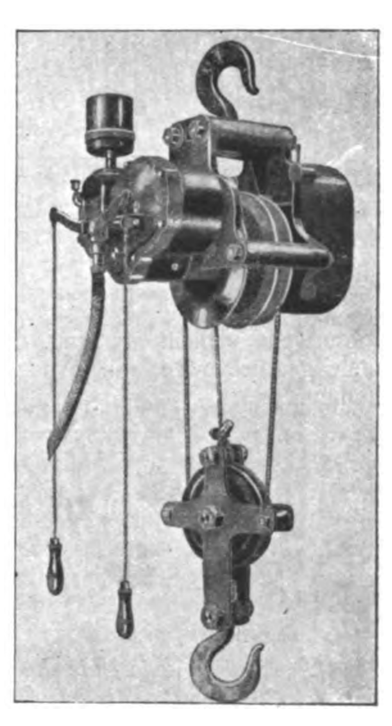


Fig. 11. Pressluftflaschenzug der Chicago Pneumatic Tool Co.

Die *Chicago Pneumatic Tool Co.*, Chicago, stellte neben einer Reihe anderer Werkzeuge einen Pressluftflaschenzug nach Fig. 9—11a aus. Zum Antrieb dienen zwei schwingende Zylinder, die in ein öldichtes Gehäuse eingekapselt sind. Der Gehäusedeckel (Fig. 10) enthält die Luftzuführung und die Schieberspiegel. Von der Motorachse wird mit vier Stirnradvorgelegen die Trommel angetrieben, auf deren Achse noch eine lose drehbare Rolle gesetzt ist, so dass der Haken an drei Seilsträngen aufgehängt werden kann. In der Gesamtansicht (Fig. 11) erscheint links das Motorgehäuse mit dem Anlasshebel, rechts der Triebwerkskasten. Wie aus Fig. 11a zu ersehen, ist die Motorwelle durch die hohle Trommelachse geführt und das ganze Triebwerk auf einen sehr engen Raum zusammengedrängt. Eine besondere Bremse wird nur in solchen Fällen eingebaut, wo die Last in genau

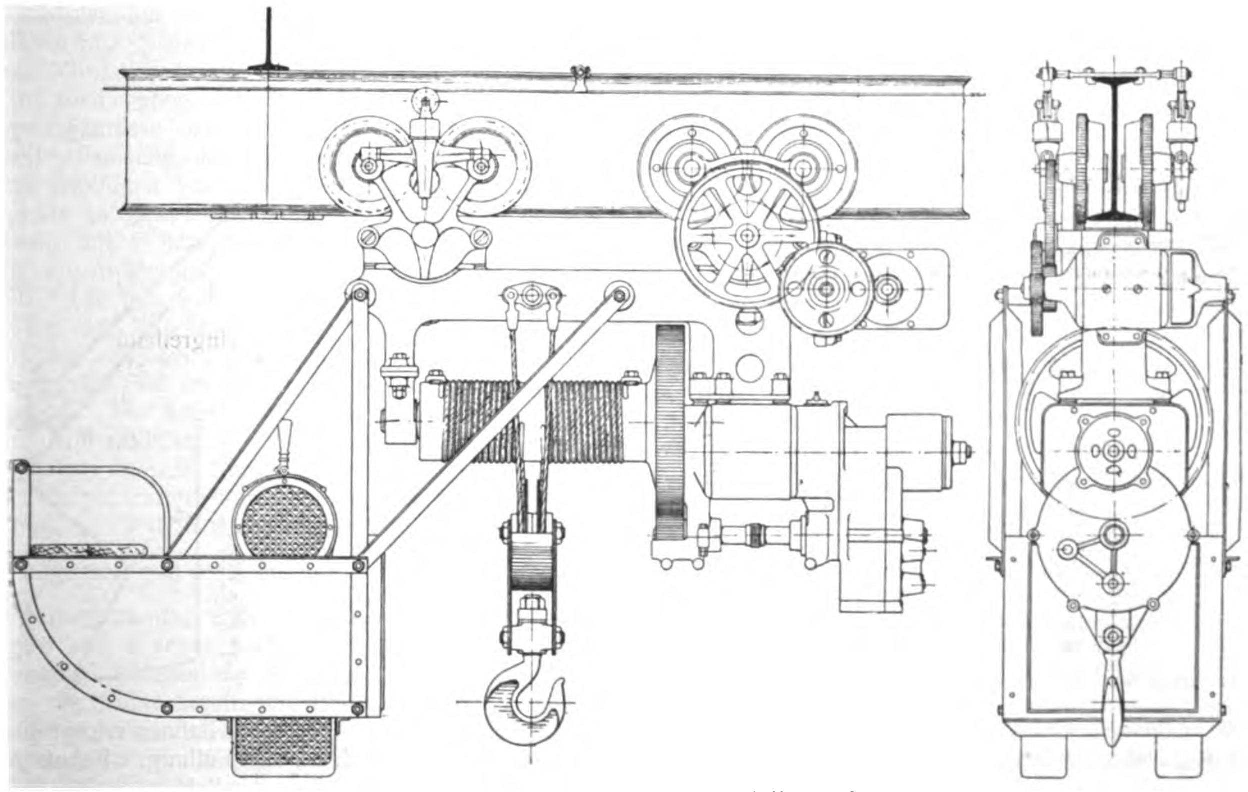


Fig. 12. Elektrische Laufkatze von Pawling & Harnischfeger.

derselben Höhe längere Zeit gehalten werden soll, und zwar besteht dieselbe aus zwei Scheiben, von denen die eine fest im Gehäuse liegt, während die andere mit der

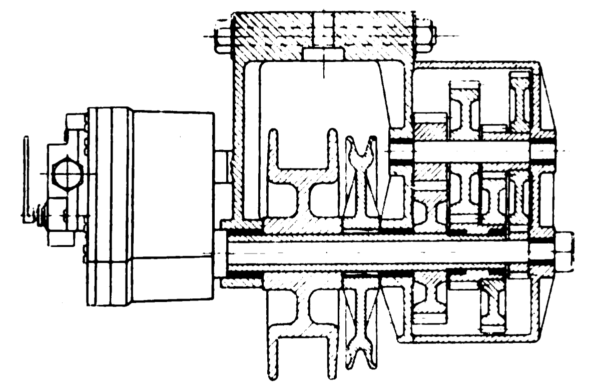


Fig. 11 a. Pressluftflaschenzug der Chicago Pneumatic Tool Co.

Motorwelle verkeilt ist und durch Pressluft gegen die erste gedrückt wird, sobald der Hebel in die Mittelstellung kommt.

Auch die *Standard Railway Equipment Co.*, St. Louis, stellte einen Pressluftflaschenzug aus, dessen Details mir leider nicht zugänglich waren. Es werden hier drei auf einer gemeinsamen Scheibe fest montierte Zylinder benutzt, deren Kolbenstangen mit Hilfe von Hebeln und Exzentern die Scheibe in Umdrehung versetzen. Motor und Triebwerk sind in einem zylindrischen Gehäuse untergebracht.

Pawling & Harnischfeger, Milwaukee, Wis., stellten einen Laufkran und mehrere Motorlaufkatzen aus. Wiedergegeben sei nur die Zeichnung einer Zweimotorenlaufkatze mit Führerkorb (Fig. 12). Der Hubmotor treibt mit zwei Stirnradvorgelegen eine doppelte Seiltrommel an und der Fahrmotor arbeitet mit drei Vorgelegen auf die Laufräder. Letztere sind in Drehgestellen untergebracht, welche das Durchfahren enger Kurven ermöglichen. Wenn die Katze nur in geraden Strecken gebraucht werden soll, so wird jedes Drehgestell durch ein Paar einfache Laufräder mit festen Achsen ersetzt. Zum Festhalten der Last dient eine Magnetbremse, zum Ablassen die übliche Klemmscheibenbremse.

(Schluss folgt.)

Die Steuerungen der Ventildampfmaschinen.

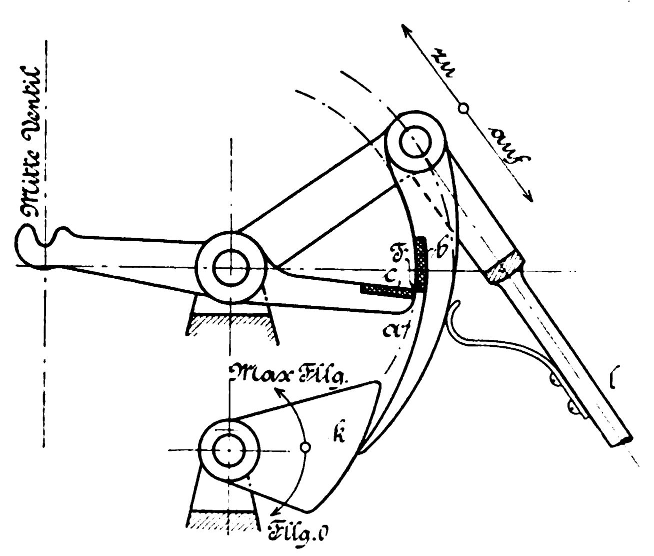
Von Prof. **Straube** in Karlsruhe.

(Fortsetzung von S. 117 d. Bd.)

Auslösende Steuerungen.

Da nach Obigem die auslösenden Steuerungen sich von den zwangläufigen im wesentlichen nur durch die Besonderheiten der Triebwerke der Einlassventile unterscheiden, genügt es auch, in nachstehendem nur letztere eingehender zu behandeln. Auf die Auslassteuerungen wäre allenfalls nur da Bezug zu nehmen, wo sie, wie z. B. bei Benutzung desselben Exzenters, in unmittelbarem Zusammenhang mit den Einlassteuerungen stehen.

Man unterscheidet *auslösende Steuerungen ohne und mit Eigenbewegung der Klinke*. Bei den ersteren be-

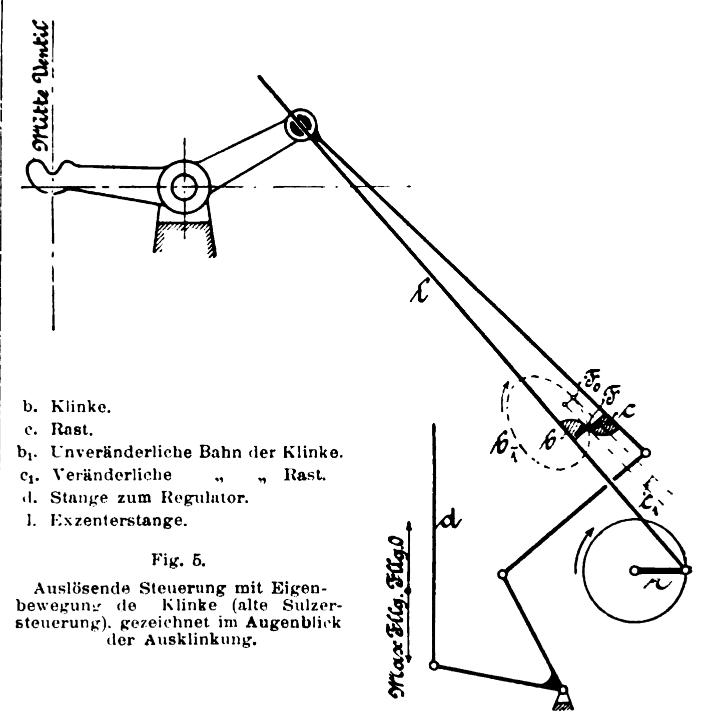


a. Gemeinsame Bahn von Klinke und Rast.
b. Klinke.
c. Rast.
k. Auslöser.
l. Exzenterstange.

Fig. 4. Auslösende Steuerung ohne Eigenbewegung der Klinke (von der Corlissteuerung entlehnt), gezeichnet im Augenblick der Ausklinkung.

schreiben *Klinke b und Rast c dieselben oder parallele Bahnen a.* Dann muss noch ein besonderer Knaggen *k*, der sogenannte Auslöser, angeordnet werden, an den die Klinke zum Zweck der Auslösung anstösst (Fig. 4). Bei der Füllungsänderung besteht die Arbeit des Regulators lediglich darin, den Auslöser zu verstellen. Diese Einrichtung, von der bekannten *Corliss*steuerung übernommen, zeichnet sich durch grosse Einfachheit aus und wird bei auslösenden Ventilsteuerungen gern benutzt.

Bei den Steuerungen mit Eigenbewegung der Klinke kommt die Auslösung dadurch zustande, dass *Klinke b und Rast c sich schneidende Bahnen* beschreiben. Der Auslöser ist dann überflüssig, das Triebwerk wird aber wesentlich umständlicher, wie Fig. 5 und 6 veranschaulichen.

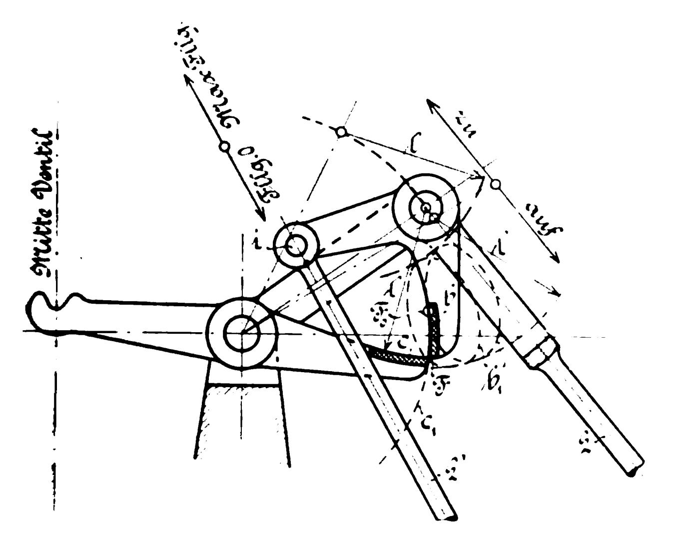


b. Klinke.
c. Rast.
b_1. Unveränderliche Bahn der Klinke.
c_1. Veränderliche „ „ Rast.
d. Stange zum Regulator.
l. Exzenterstange.

Fig. 5. Auslösende Steuerung mit Eigenbewegung der Klinke (alte Sulzersteuerung), gezeichnet im Augenblick der Ausklinkung.

Im Schnittpunkt *F* der beiden Bahnen erfolgt die Auslösung und ergibt sich daraus die Füllung. Behufs Aenderung der letzteren muss eine der Bahnen verlegt werden.

Bei Fig. 5 geschieht das mit der Bahn der Rast (ältere *Sulzer*steuerung), bei Fig. 6 mit der Bahn der Klinke (neuere *Sulzer*steuerung). Nullfüllung ergibt sich, wenn beide Bahnen im Punkte F_0 einander nur berühren. Bei Fig. 6 entsteht die Bahn der Klinke durch folgende Einrichtung, welche wir später ähnlich bei den zwangläufigen Steuerungen wieder finden werden. Die Stange L ist entweder die Exzenterstange selber, oder sie wird von deren Führungspunkt betrieben, L' ist jedoch an einem



b. Klinke.
c. Rast
b_1. Veränderliche Bahn der Klinke.
c_1. Unveränderliche Bahn der Rast.
i. Die Mittellage dieses Gelenkes wird vom Regulator verstellt.
L L'. Beide Stangen werden vom selben Exzenter betrieben, aber mit verschiedener Ableitungsrichtung.

Fig. 6. Auslösende Steuerung (mit Eigenbewegung der Klinke (neuere Sulzersteuerung), gezeichnet im Augenblick der Ausklinkung.

beliebigen anderen, also nicht mit jenem zusammenfallenden Punkt der Exzenterstange, annähernd senkrecht zur mittleren Richtung der letzteren, seitlich angelenkt, so dass beide Stangen ihre Endlagen zu verschiedenen Zeiten einnehmen, und so die gewünschte Bahn der Klinkenspitze entsteht.

Rückdruck auf den Regulator zu erzeugen, ist bei den auslösenden Steuerungen allein die geringe Reibung zwischen Klinke und Rast imstande. Derselbe ist demnach in allen Fällen sehr unbedeutend. Die Ventilerhebungsverhältnisse sind sehr günstige und für eine Steuerung mit Auslösung nach Fig. 4 in Fig. 7 dargestellt. Die dem jeweiligen Ventilschluss (Füllung) entsprechenden Punkte auf dem Kolbenweg sind mit S, die auf dem Kurbelweg mit F bezeichnet. T bedeutet die Exzenterstellung im Augenblick, wo die Kurbel ihren Totpunkt durcheilt. Die Indexe d und k bedeuten Deckelseite und Kurbelseite der Maschine. Diese Bezeichnungen werden auch in den späteren Figuren in gleicher Weise durchgeführt werden und sei daher hier ein für allemal darauf hingewiesen. Der Anhub des Ventils beginnt in VE (Voreintritt), bald nachdem der Exzenter seine in die Ableitungsrichtung fallende Endlage durchlaufen hat. Reichlich der halbe Exzenterhub wird bei der normalen Füllung ($S_{d\ norm.} = 0{,}25$ angenommen) zur Ventilerhebung $h_{norm.}$ ausgenutzt und der Ueberhub $\frac{h_{max.}}{h_{norm.}}$ ist für $S_{d\ max.} = 0{,}7$ gering, nämlich etwa $= 1{,}75$. Derselbe lässt sich bei Fig. 5 und 6 sogar noch günstiger gestalten, da hier bei grossen Füllungen die Auslösung noch möglich ist, nachdem die Klinke bereits ihre Endlage überschritten hat. Infolgedessen erhält auch bei den auslösenden Steuerungen der von der Ventilstange betätigte Ventilhebel meist keine den Hub derselben vergrössernde Uebersetzung, sondern es sind Hub der Ventilstange und Ventilhub nahezu gleichgross.

Mit Bezug auf das Steuerschema (Fig. 7) sei noch bemerkt, dass man die Füllung am besten an einem Masstab abliest, welchen man nach den den Füllungen auf Deckel- bezw. Kurbelseite entsprechenden Sehnenlängen TF eines Kurbelkreises von bestimmtem Durchmesser für die gewöhnliche Pleuelstangenlänge gleich dem fünffachen Kurbelradius einteilt. Die Einzeichnung eines solchen dem betreffenden Masstab entsprechenden Kurbelkreises empfiehlt sich bei allen Steuerschemas von Ventilsteuerungen, um schnell die Einzelheiten der Dampfverteilung feststellen zu können.

Die wirkliche Füllung fällt aber bei den auslösenden Steuerungen nicht unwesentlich grösser aus, als der Punkt der Auslösung sie nach dem Steuerschema ergibt, und leider ist diese Verspätung des Ventilschlusses nicht einmal immer dieselbe, sondern hängt von den Reibungswiderständen ab, welche je nach dem Betriebszustand der Maschine verschieden sein können.

Dies führt dazu, dass die auslösenden Steuerungen im Bereich der kleinsten Füllungen öfters eine mangelhafte Regulierung zeigen, eine Erscheinung, welche beim Parallelschalten solcher Maschinen in Elektrizitätswerken schon unangenehm empfunden wurde.

Der Hauptvorzug der auslösenden Steuerungen ist der schnelle Schluss des frei fallenden Ventils, welcher jeden Verlust durch Drosselung ausschliesst.

Gerade dieser Vorzug birgt aber in anderer Richtung den Grund zu Mängeln in sich, denn er bedingt die Notwendigkeit von Puffern, welche das Ventil auffangen und es dann sanft auf seinen Sitz führen. Von der Instandhaltung und Einstellung dieser Puffer hängt also wesentlich der ruhige Gang der Maschine ab, und deshalb machen die auslösenden Steuerungen häufig so viel Geräusch, dass der Maschinist dadurch verhindert wird auf ordnungswidrige Stösse im Triebwerk der Maschine acht zu geben, deren Beseitigung ihm obläge. Eine Steuerung, welche in dieser Beziehung Abhilfe zu schaffen sucht, ist die neuere *Collmann*steuerung. Sie verdankt ihren ruhigen Gang der guten Wirkung ihrer Oelpuffer, deren Konstruktion sehr sinnreich ist, aber in Bezug auf Feinheit der einzelnen Teile sich dem im Dampfmaschinenbau Erlaubten nähert, so dass diese Puffer immerhin auch hier eine für die Wartung der Maschine nicht angenehme Beigabe bilden.

Zwangläufige Steuerungen.

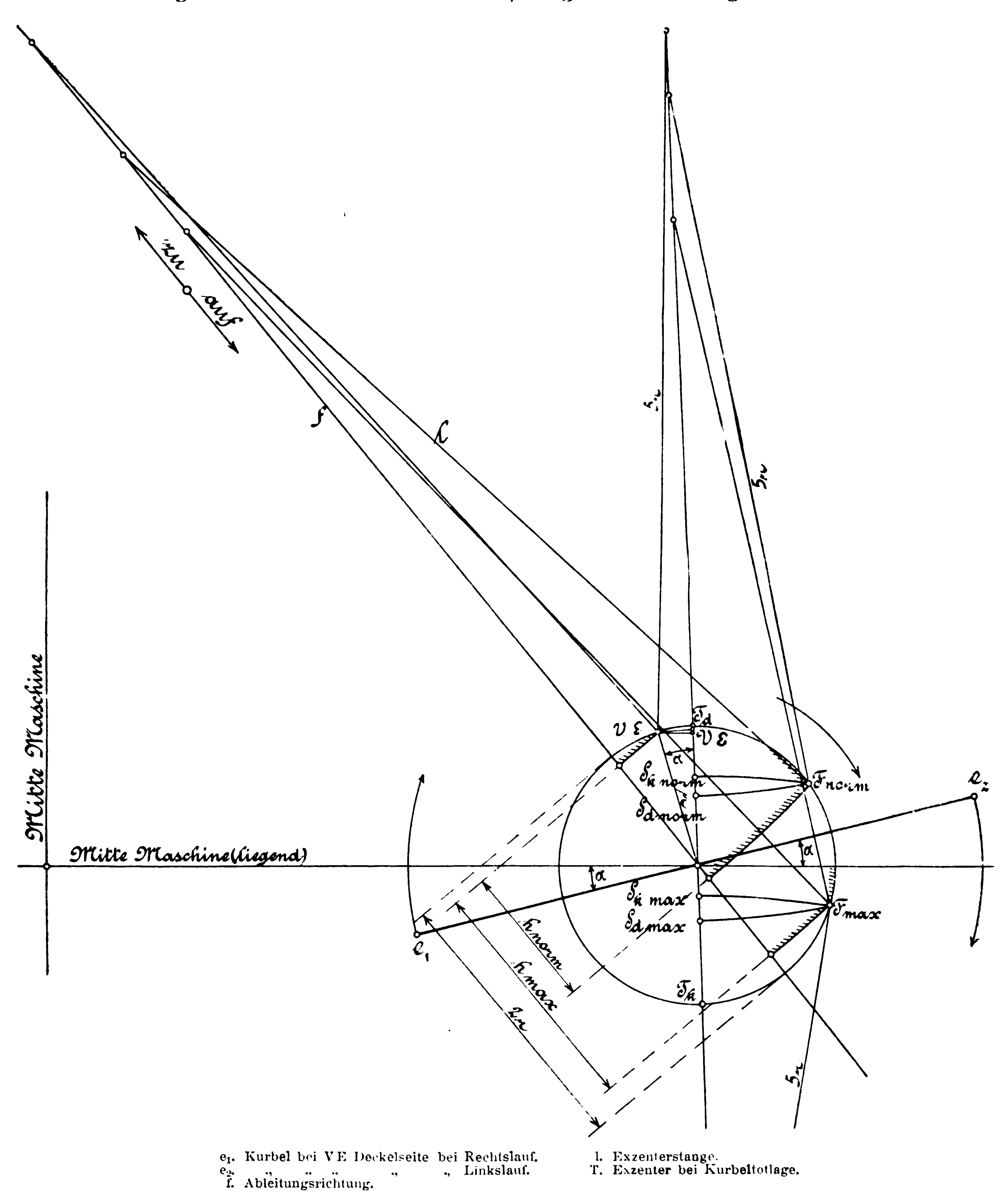
Die oben erwähnten Uebelstände der auslösenden Steuerungen und das Bedürfnis nach höheren Umdrehungszahlen, welche naturgemäss die freifallenden Ventile bei jenen nicht gestatten, haben zur Konstruktion der sogen. zwangläufigen Ventilsteuerungen geführt, bei welchen also Einlass- und Auslassventile beide in der oben näher bezeichneten Weise zwangläufig bewegt werden. Die weiteste Verbreitung hat von diesen Steuerungen wohl die von der *Görlitzer Maschinenbau - Akt. - Ges.* ausgeführte ältere *Collmann*steuerung gefunden. Dem Beispiele *Collmanns* sind dann eine grosse Anzahl Konstrukteure mit mehr oder weniger Geschick gefolgt. Jedoch ist von den vielen aufgetauchten und meist auch patentierten Konstruktionen nur einer verhältnismässig geringen Anzahl ausgedehntere Anwendung zu teil geworden.

Da die zwangläufigen Steuerungen die Geschwindigkeit der Schlussbewegung des Ventils durch Aufrechterhaltung des Zusammenhangs des Triebwerks genau regeln, so ermöglichen sie ohne Puffer im allgemeinen einen ruhigeren Gang als die auslösenden Steuerungen.

Aber ihre Triebwerke vollziehen den Ventilschluss meist nicht ohne eine gewisse Drosselung und üben in

der Regel einen grösseren Rückdruck auf den Regulator aus, weil hier der letztere in viel engerem Zusammenhang mit dem Triebwerk steht. Auch ist bei den zwangläufigen Steuerungen der Ueberhub nicht so günstig als bei den anslösenden. Letzteres fällt besonders bei grossen Maschinen in die Wagschale und ist der Grund, weshalb Zeit bemüht gewesen, deren Ventilerhebungsverhältnisse zu verbessern.

Je nach den Mitteln, welche zur Verstellung des Triebwerks zwecks Aenderung der Füllung angewandt werden, unterscheidet man zwei Gattungen von zwangläufigen Ventilsteuerungen, von denen die zweite wieder



e_1. Kurbel bei VE Deckelseite bei Rechtslauf.
e_2. „ „ „ „ „ Linkslauf.
f. Ableitungsrichtung.
l. Exzenterstange.
T. Exzenter bei Kurbeltotlage.

Fig. 7. Steuerschema für Ventilsteuerungen mit Ausklinkung ohne Eigenbewegung der Klinke.

bei den zum Zweck der elektrischen Licht- und Kraftübertragung benötigten sehr grossen Dampfmaschinen mit ihren verhältnismässig geringen Umdrehungszahlen noch bis vor kurzem mit Vorliebe auslösende Steuerungen angewandt wurden.

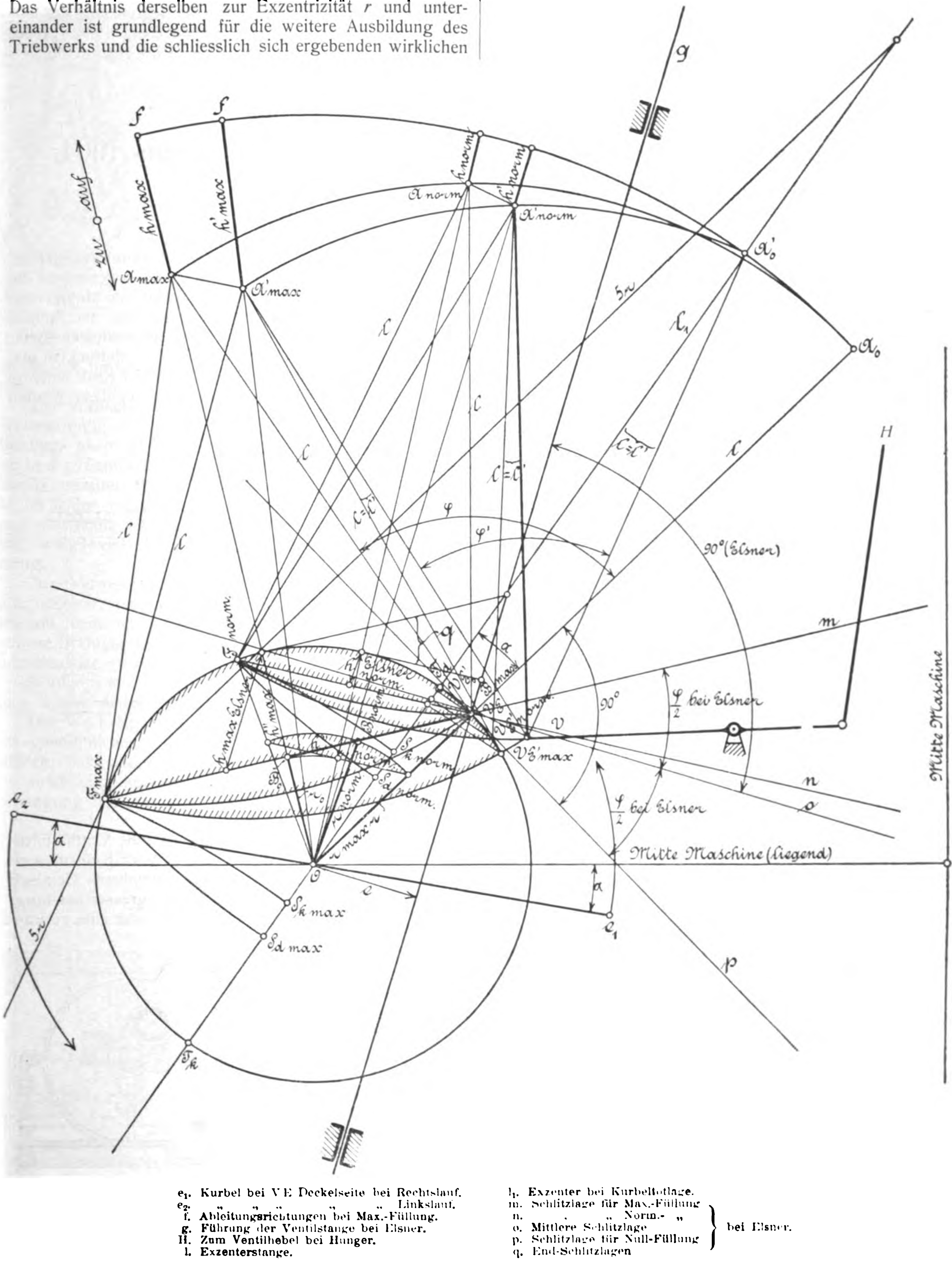
Um auch für diese ganz grossen Dampfmaschinen ihre zwangläufigen Steuerungen einwandfrei zu machen, sind die betreffenden Konstrukteure besonders in neuerer

in drei Gruppen zerfällt. Die erste Gattung bilden die Steuerungen *mit veränderlicher Ableitungsrichtung* bei unveränderlichem Exzenter, die zweite die *mit veränderlichem Exzenter* bei gleichbleibender Ableitungsrichtung.

Für die Vergleichung der Ventilerhebungsverhältnisse der einzelnen Steuerungssysteme, welche hier in Betracht kommen, diene zunächst die Fig. 8.

In derselben ist, wie auch vorhin bei Fig. 7, die

normale Füllung auf der Deckelseite = 0,25 und die maximale = 0,7 angenommen was für die Praxis meist zutrifft, und für diese beiden Füllungen sind dann die in der Ableitungsrichtung vollführten, für die Ventilerhebung nutzbaren Hübe (h) der Exzenterstange l eingezeichnet. Das Verhältnis derselben zur Exzentrizität r und untereinander ist grundlegend für die weitere Ausbildung des Triebwerks und die schliesslich sich ergebenden wirklichen Ventilhübe, über welche man sich gewöhnlich noch in den sogen. Ventilerhebungsdiagrammen besondere Rechenschaft gibt (s. ein solches später bei Fig. 22). Im Gegensatz zu den auslösenden Steuerungen sind die Ventil-



e_1.	Kurbel bei VE Deckelseite bei Rechtslauf.	l_1.	Exzenter bei Kurbeltotlage.	
e_2.	„ „ „ „ „ Linkslauf.	m.	Schlitzlage für Max.-Füllung	bei Elsner.
f.	Ableitungsrichtungen bei Max.-Füllung.	n.	„ „ Norm.- „	
g.	Führung der Ventilstange bei Elsner.	o.	Mittlere Schlitzlage	
H.	Zum Ventilhebel bei Hunger.	p.	Schlitzlage für Null-Füllung	
l.	Exzenterstange.	q.	End-Schlitzlagen	

Fig. 8. Zwangläufige Ventilsteuerungen mit veränderlicher Ableitungsrichtung.

hübe hier stets grösser als die entsprechenden nutzbaren Hübe der Exzenterstange. Man ist genötigt, in diesem Sinne wirkende Hebelübersetzungen einzuschalten, weil hier nur ein kleiner Teil des Exzenterhubes zur Ventilerhebung nutzbar gemacht werden kann und sich demnach ohne diese Hebelübersetzungen viel zu grosse Exzenter ergeben würden. Bei Anwendung von Wälzhebeln sind dabei die Ventilhübe den Hüben der Exzenterstangen ziemlich proportional, so dass in diesem Falle letztere einen direkten Vergleich gestatten. Aus dieser Proportionalität folgt dann, dass der Ueberhub $\frac{h_{max.}}{h_{norm.}}$ bei Wälzhebeln nicht zu gross ausfallen darf, da sich sonst für die grossen Füllungen ein zu grosser Ventilhub ergibt. Im gegenteiligen Falle muss zwecks Begrenzung des letzteren die Anwendung von Daumenhebeln Platz greifen (*Lentz*steuerung). (Fortsetzung folgt.)

Das Automobilwesen auf der Weltausstellung in St. Louis 1904.

Von Dipl.-Ing. **W. Pfitzner,** Assistent an der Technischen Hochschule zu Dresden.

(Fortsetzung von S. 120 d. Bd.)

Unter die Fahrzeuge mit liegenden Motoren gehört schliesslich noch der bekannteste und berühmteste, der Vierzylinderwagen der *Winton Motor Carriage Company*, Cleveland, Ohio. „Winton is King, Long live the King" ist der Wahlspruch der Firma selbst.

Der Wagen hat mit Ausnahme der liegenden Anordnung des Motors alle Merkmale der europäischen Bauart (s. Fig. 18), gewöhnliches Zahnräderwechselgetriebe, Gelenkwellenantrieb der Differentialhinterachse, Kühler vorn als Vorderfläche der Motorschutzhaube. Der liegende Motor ist etwas weiter nach hinten gerückt, als man erwarten sollte, er befindet sich unter dem Fussboden des Vordersitzes, ist aber noch ganz gut zugänglich. Die Reibungskupplung im Schwungrad ist durch eine besondere Konstruktion des Wechselgetriebes ersetzt. Rahmen, Federn und Lenkung sind durchaus europäisch, die äussere Form des Wagens weicht vom deutsch-französischen Normalfahrzeug nicht ab.

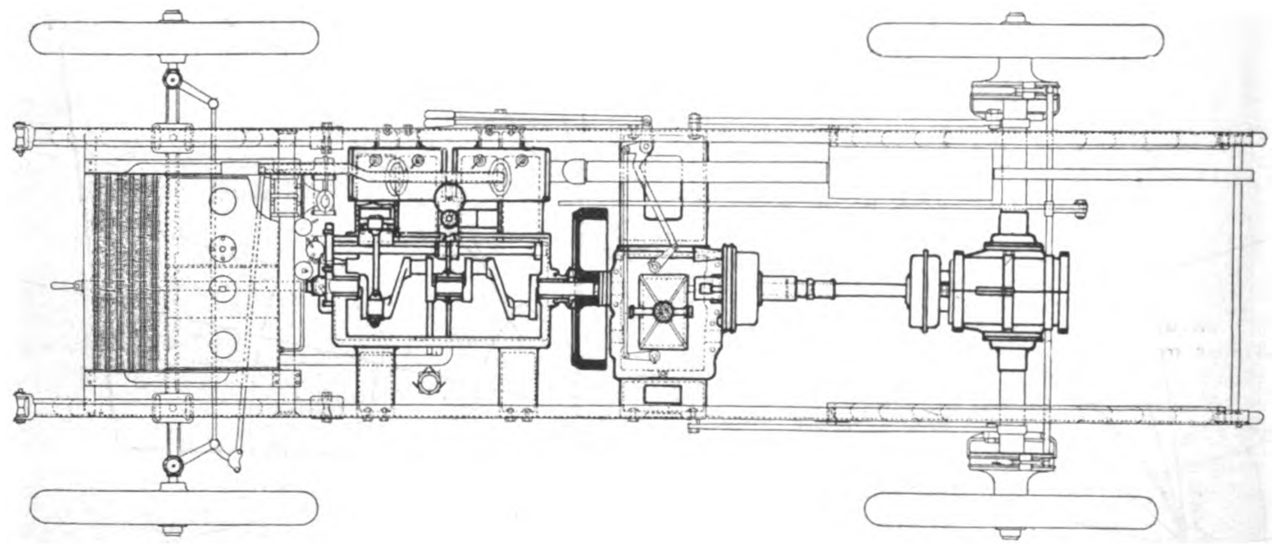


Fig. 18. Vierzylinderwagen der Winton Motor Company.

Von Interesse sind einige Einzelheiten der maschinellen Ausrüstung. Der Motor, von dem Fig. 19 und 20 zwei Querschnitte wiedergeben, besitzt liegende, in einer Achse angeordnete Ventile, das Auslassventil, mit auffällig starkem Schaft, in gewöhnlicher Weise durch Federdruck geschlossen, das Einlassventil mit Luftdruck gesteuert. Die Auslassventilfedern sind (Fig. 19) nach unten mit einer Aluminiumplatte abgeschlossen. Das Kurbelgehäuse ist wagerecht geteilt und mit leicht zu öffnenden Deckplatten versehen, die Aufhängung der Maschine ist einerseits am Kurbelgehäuse, andererseits am Zylinder bewirkt. Die Zündkerzen sind senkrecht von oben in den Zylinder eingesetzt.

Die Luftdrucksteuerung der Einlassventile ersetzt erstens die sonst notwendigen Ventilfedern, zweitens ist damit die Regulierung der Geschwindigkeit des Motors verbunden. Die Saugventile besitzen am Ende der Spindel einen Kolben (Fig. 19), der sich in einem kleinen Zylinder in dem Ventilgehäuse bewegt. Der Luftdruck in diesem Zylinder schliesst das Ventil, mit einer Kraft entsprechend der Luftpressung, die von Hand reguliert werden kann. Bei geringem Druck können sich die Ventile unter dem Einfluss der Saugwirkung des grossen Kolbens weit öffnen, es wird eine grosse Menge brennbares Gemisch angesaugt und die Maschine arbeitet mit grosser Leistung. Eine Erhöhung des Luftdruckes gestattet nur eine geringe

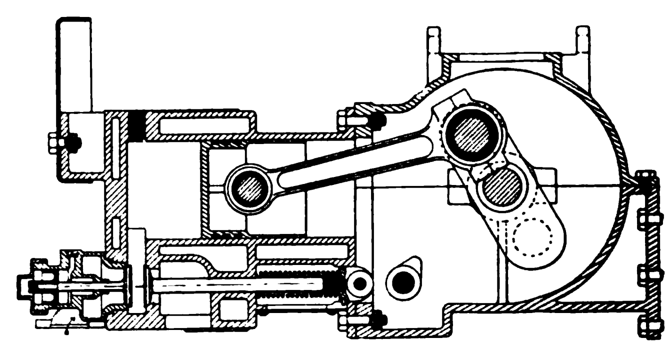
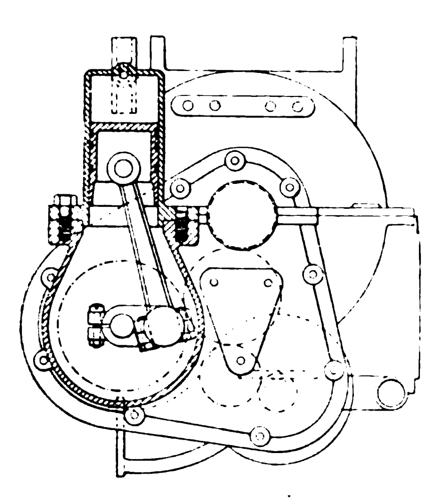


Fig. 19. Winton-Motor.

Oeffnung der Ventile und demnach nur langsamen Lauf des Motors.

Der nötige Luftdruck wird von einer kleinen Pumpe erzeugt, die senkrecht stehend ihren Platz am vorderen

Ende der Steuerwelle gefunden hat (Fig. 20). Die Luft wird aus dem Kurbelgehäuse angesaugt und in einen Windkessel gedrückt, von dem aus eine Leitung nach den vier Einlassventilkammern und eine zweite Leitung nach den Regulierhähnen, d. s. hier einfache Ausströmungsöffnungen, führt. Sowohl an der Steuersäule als auch an einem Pedal sind diese vorgesehen, so dass also mit der Hand und mit dem Fuss reguliert werden kann. Wenn der Motor schnell laufen soll, bleibt einer dieser Regulierhähne ständig offen. Die Regulierung arbeitet gut und ist leicht zu bedienen, nur ist die notwendige Luftpumpe keine angenehme Beigabe.

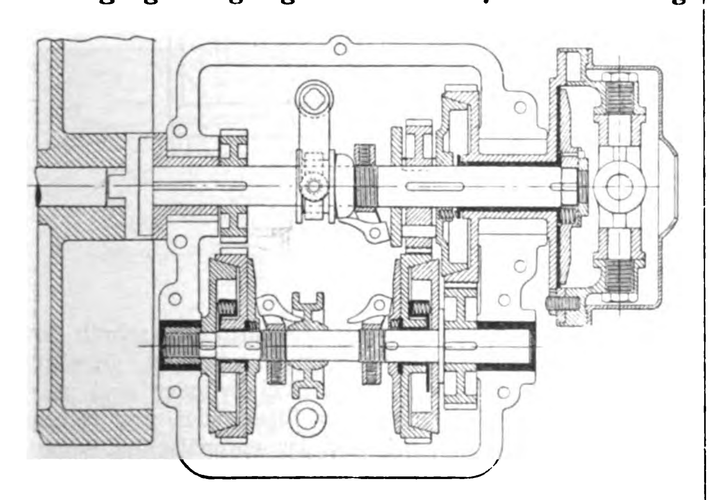

Fig. 20. Luftpumpe mit Winton-Motor.

Der vorhandene Luftdruck wird gleichzeitig noch zur Oelversorgung der Maschine ausgenutzt, es musste dafür allerdings noch ein Reduzierventil vorgesehen werden, das den in der Hauptleitung schwankenden Druck etwas gleichmässig gestaltet: die Einstellung des Druckes für die Ventile ist leider gerade umgekehrt als sie für die Oelförderung notwendig ist: bei hoher Umdrehungszahl des Motors, wobei viel Oel gebraucht wird, ist der Luftdruck gering.

Der Vergaser, ein mit Schwimmer versehener Einspritzvergaser, zeichnet sich durch eine sehr reichlich bemessene Verdampfungsstrecke aus. Das Gemisch muss mehrere Drahtgasekegel durchströmen, wobei es gründlich durcheinander gewirbelt und gemischt wird.

Kühlung mit Zentrifugalpumpe und die Kerzenzündung weisen nichts besonderes auf.

Das Wechselgetriebe (Fig. 21) unterscheidet sich von dem gewöhnlichen mit seitlich einschaltbaren Zahnrädern dadurch, dass alle Räder ständig in Eingriff bleiben und erst durch einzelne kleine Reibungskupplungen zur Kraftübertragung herangezogen werden. Für jede Uebersetzung


Fig. 21. Winton-Wechselgetriebe.

ist eine Reibungskupplung im Innern des einen Rades vorgesehen. Auf diese Weise ist es möglich, die Reibungskupplung im Schwungrad wegzulassen. Das Einschalten der einzelnen Geschwindigkeiten wird sehr sanft.

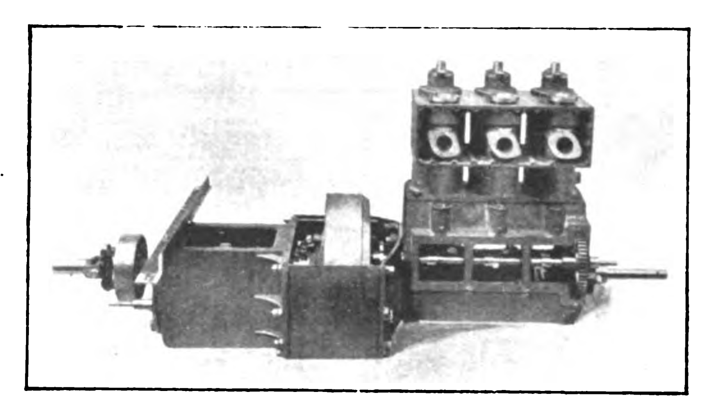
Die Anordnung ist auf die verbreitete Anwendung der Umlaufräderwerke für Wechselgetriebe zurückzuführen, bei denen ja ebenfalls ein allmähliches Einschalten stattfindet; ob sie zweckmässiger und billiger ist als die europäische Ausführung, bleibt fraglich. Für die grösste Geschwindigkeit ist beim Wintongetriebe ebenfalls direkter Eingriff vorgesehen, so dass also hierbei keine Arbeitsverluste stattfinden. Je eins der zusammengehörigen Räder ist in Bronze ausgeführt.

Ausser diesem grossen Wagen von 24 PS baut die *Winton Company* noch einen zweizylindrigen Wagen mit ebenfalls liegendem zweizylindrigen Motor von etwa 20 PS, dessen Anordnung aber mehr dem Typus des Knox- und Fordwagens ähnelt. In Amerika haben die *Winton*wagen einen sehr guten Ruf.

3. *Wagen mit stehenden Benzin-Motoren.*

Dass die stehende Bauart der Motoren auch in Amerika ihre Anhänger finden würde, war bei den zahlreichen Vorzügen und Annehmlichkeiten dieser Konstruktion leicht vorauszusagen. Es war interessant zu beobachten, wie fast jede Fabrik drüben mit dem Ausprobieren eines Wagens dieser Art beschäftigt war und wie sie mit besonderem Stolz immer auf diesen neuesten Fortschritt hinwies.

Wenngleich in St. Louis die allerneuesten und grössten Wagen dieser Art nicht zu sehen waren, so bot doch das wenige immerhin einen Einblick in diese Richtung. Kleine und grössere Fahrzeuge waren vorhanden; so brachte die *Pope Manufacturing Company*, Hartford Conn., eine sehr


Fig. 22. Dreizylindermotor der St. Louis Carriage Company.

schöne Nachbildung des kleinen Wagens von *de Dion* und *Bouton*, der unter dem Namen „Populaire" bekannt ist: vorn stehender Einzylindermotor, Cardanwelle bis zur Hinterachse, an der das Wechselgetriebe mit dem Differentialgetriebe vereinigt ist.

Zweizylinderwagen dieser Art waren fast nicht zu sehen, dagegen bot ein Dreizylinder auch noch insofern Interesse, als er eine konstruktive Vereinigung mit dem Wechselgetriebe zeigte. Die *St. Louis Motor Carriage Company* führte diesen Motor (Fig. 22) in ihrem grösseren Tourenwagen vor. Er entwickelt eine Leistung von etwa 25 PS, die drei Zylinder sind aus einem Stück gegossen mit gemeinsamem Wassermantel, der beiderseits an den langen Flächen aus Blech hergestellt ist (in Fig. 22 sind diese Bleche weggelassen.) Das Kurbelgehäuse erweitert sich am Schwungrad, ebenso das Gehäuse des (normalen) Wechselgetriebes, und zwischen beiden ist eine rund um das Schwungrad laufende Wand eingeklemmt, so dass vom Motor bis zum Getriebe ein durchgehendes Gehäuse entsteht. Auf diese Weise wird aus der ganzen Maschinenanlage ein Block, der nur vorn am Motor und hinten am Getriebe mit der in der Figur sichtbaren Querschiene befestigt wird. Er bleibt infolgedessen frei von allen Verbiegungen, die der Rahmen erleidet. Alle anderen Teile des Wagens sind normal.

Am zahlreichsten unter den stehenden waren die vierzylindrigen Motoren. Der bereits in D. p. J. 1904, **319,** S. 788, beschriebene luftgekühlte Motor der *Franklin Manufacturing Company,* Syracuse N.-Y., war der interessanteste. Die Firma bringt zwei Grössen dieser Bauart in Handel, einen kleineren von etwa 10 PS, einen grösseren von etwa 24 PS. Auf den einzelnen Zylinder kommen demnach nur 2,5 bezw. 6 PS; für solche kleine Leistungen ist die Luftkühlung eben noch ausführbar, bei dem kleineren Modell wie bei unseren Fahrradmotoren durch den natürlichen Luftzug, bei der grösseren Maschine mit Unterstützung eines Ventilators. Die Kühlrippen an den Zylindern sind sehr eng, bei dem grösseren Modell bestehen sie aus Kupferblechen. Der Motor in dem kleineren Wagen steht übrigens quer zur Längsachse des Fahrzeuges, so dass jeder Zylinder gleichmässig einen Teil der frischen Luft unmittelbar erhält. Die Wagen waren verhältnismässig viel im Betrieb zu sehen und sollen zur Zufriedenheit ihrer Besitzer laufen. Ein Fahrzeug, das die vom *Amerikanischen Automobilklub* unternommene Fahrt von New-York nach St. Louis ohne Störungen zurückgelegt hatte, war im Originalstrassenschmutz ausgestellt.

Als das sauberste und am sorgfältigsten hergestellte Fahrzeug erschien auf der Ausstellung der Vierzylinderwagen der *Packard Motor Car Company,* Detroit Mich. Der Packardwagen (Fig. 23 und 24) gehört zu den teuersten amerikanischen Automobilen; er ist mit allen Neuerungen ausgerüstet, besitzt Röhrenkühler, Stahlblechrahmen mit vorderer Querfeder, also eine „Dreipunkte-Aufhängung", Cardanantrieb. Merkwürdig erscheint nur die Vereinigung des Zahnräderwechselgetriebes mit der Differentialhinterachse, eine Konstruktion, die ein sehr hohes ungefedertes Gewicht auf der Hinterachse zur Folge hat. An Stelle der gewöhnlichen Konus-Reibungskupplung ist eine Ausdehnungsbandkupplung im Schwungrad angebracht.

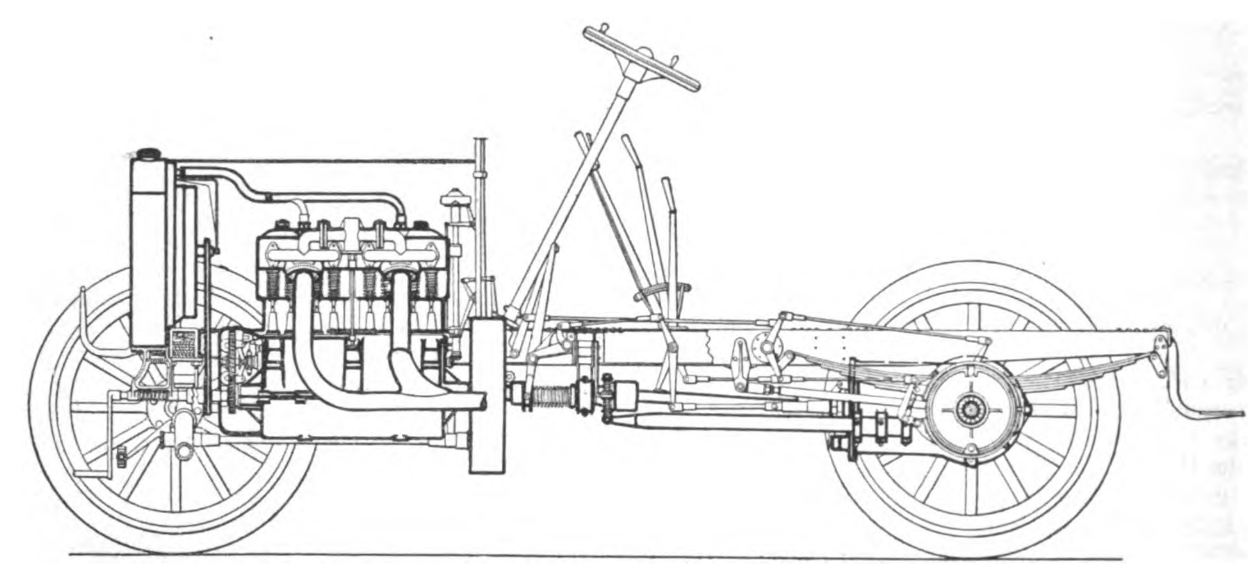


Fig. 23. Seitenansicht des Packardwagens.

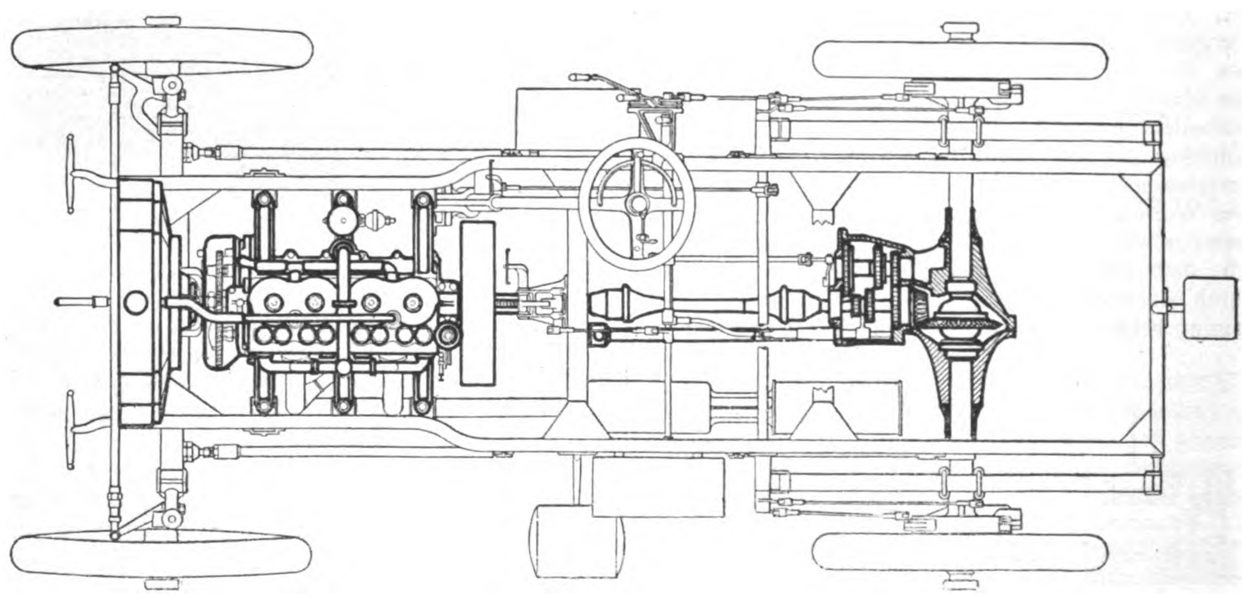
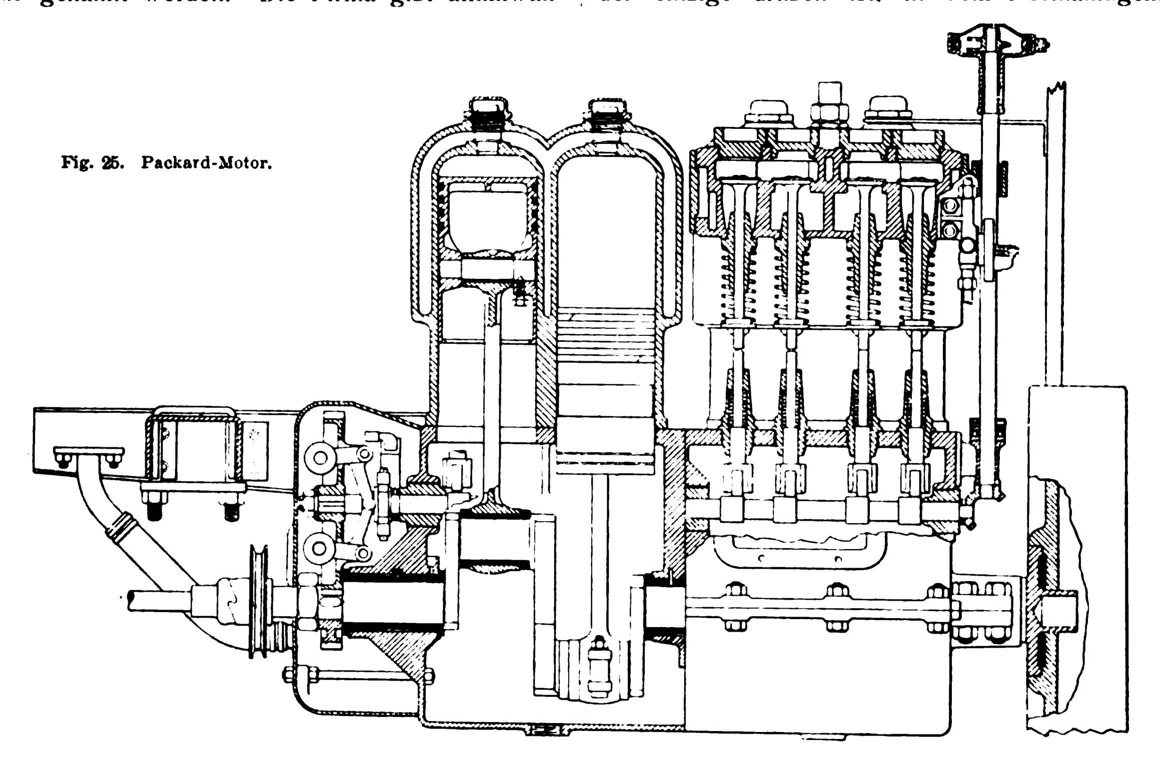


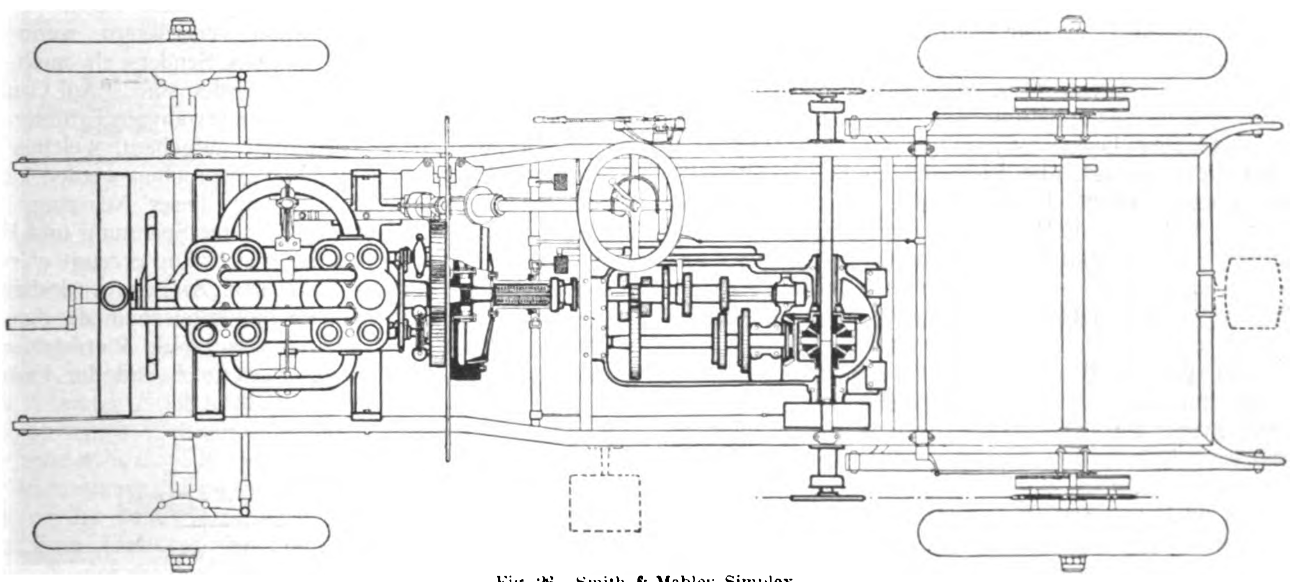
Fig. 24. Grundriss des Packardwagens.

Der Motor, von dem Fig. 25 einen Querschnitt darstellt, ist nur mit gesteuerten Ventilen versehen, die sämtlich auf einer Seite liegen. Je zwei Zylinder sind paarweise gegossen, Anordnung der Steuerräder und Nebenteile ist nicht abweichend von der europäischen Bauart. Der Unterbrecher der verwendeten Hochspannungskerzenzündung ist mit Hilfe einer durch Kegelräder angetriebenen senkrechten Welle nach oben über den Motor gelegt, um ihn möglichst zugänglich zu machen. Die Leistung der Maschine beträgt 22 PS bei 900 Umdrehungen i. d. Minute.

Die getreueste Nachahmung der deutsch-französischen Vorbilder führte die Firma *Smith & Mabley,* New-York C.,

vor, ehedem Vertreterin der Firma *Panhard & Levassor* und anderer europäischer Fabriken, jetzt selbständige Erbauerin von Fahrzeugen, die den Namen des *Daimler*fabrikates „Mercedes-Simplex" zum Teil tragen, sie sind *Simplex-Automobile* genannt worden. Die Firma gibt unumwunden zu, dass ihr Wagen „die Vereinigung aller an den fremden Wagen als zweckmässig erkannten Einzelheiten darstelle, und dass sie wie keine andere Firma in der Lage gewesen wäre, alle Einrichtungen und Verbesserungen zu studieren, da ihre Konstrukteure sich jahrelang mit den fremdländischen Wagen eingehend beschäftigt hätten." Das Fahrzeug Simplex (Fig. 26) ist zum grössten Teil dem *Daimler*wagen nachgebildet. Rahmen, Räder, Getriebe, Steuersäule, Regulierungseinrichtung und Motor sind deutsch; nicht nach *Daimler* ist die Reibungskupplung, wahrscheinlich wegen Patentschwierigkeiten. Es ist die gewöhnliche Konuskupplung angewendet. Hervorzuheben ist, dass der *Smith & Mabley*-Wagen bis jetzt der einzige drüben ist, in dem Normalkugellager der *Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken*, Berlin, verwendet werden. Die Leistung des vierzylindrigen, ganz nach *Daimler* ausgeführten Motors beträgt 30 PS.


Fig. 25. Packard-Motor.


Fig. 26. Smith & Mabley Simplex.

Mit den vorgeführten Wagen ist die Reihe der in Amerika gebauten Benzinwagen nicht erschöpft. Es sind von mehreren Fabriken noch grössere und schnellere Fahrzeuge gebaut worden, Achtzylindermotoren für Rennzwecke und dergl., von denen aber auf der Ausstellung, wie erwähnt, nichts zu sehen war. (Schluss folgt).

Neuerungen auf dem Gebiete der drahtlosen Telegraphie.

Von Ingenieur **Adolf Prasch**, Wien.

(Schluss von S. 126 d. Bd.)

Die Strahlentelegraphie von Dr. Rudolf Blochmann. Den bestehenden Systemen der drahtlosen Telegraphie haften nach Ansicht des Erfinders die Mängel an, dass es unmöglich ist, störungsfrei zu arbeiten, die Nachrichten geheim zu halten, und deren Herkunftsrichtung zu bestimmen. Die Analogie zwischen Licht und elektrischen Strahlen führte zur Ausarbeitung eines Systems der drahtlosen Telegraphie, welche seitens des Erfinders als elektrische Strahlentelegraphie bezeichnet wurde. Zu diesem Zwecke wird von der Verwendung eines Luftdrahtes zum Ausstrahlen bezw. Aufnehmen der elektrischen Wellen ganz abgesehen. Die Apparate der Sendestation werden vielmehr in eine für elektrische Strahlen oder Wellen undurchlässige Kammer eingesetzt. In dieser Kammer ist eine Oeffnung freigelassen, welche durch eine Paraffinlinse von 80 cm Durchmesser verschlossen ist. Die ausgestrahlten Wellen werden durch diese Linse ganz ähnlich wie die optischen Strahlen parallel in eine bestimmte Richtung gelenkt. Der Wellenausstrahler ist hierbei genau im Brennpunkte der Linse angeordnet. In der Empfangsstation wird der Wellenanzeiger gleichfalls in einem ähnlichen Kasten mit Paraffinlinse so eingebaut, dass er wieder in den Brennpunkt der Linse zu liegen kommt. Alle Apparate ausser dem Wellenstrahler und dem Wellenanzeiger können ausserhalb der Kammer untergebracht werden. Da die Linsen für die elektrischen Strahlen durchlässig sind und diese Strahlen von der Senderlinse parallel gerichtet werden, ist sofort ersichtlich, dass die in der Empfangsstelle einlangenden elektrischen Wellen nur dann eine Wirkung ausüben können, wenn sie die Linse treffen und von selber im Brennpunkte auf den Wellenanzeiger konzentriert werden. Es müssen daher die Linsen für diesen Zweck parallel oder nahezu parallel einander gegenüber liegen. Ebensowenig wie es nun bei Scheinwerfern gelingt, die Lichtstrahlen nur in achsialer Richtung auszusenden, ebensowenig ist dies bei den elektrischen Strahlen der Fall. Es pflanzen sich diese Strahlen infolge der Streuung auch in seitlicher Richtung fort und erhält man daher statt eines Strahlenzylinders einen Strahlenkegel, was sich für die angestrebten Zwecke als vorteilhaft erweist, weil sonst das Auffinden anderer Stationen von grossen Schwierigkeiten begleitet wäre. Will man nun mit einer Station in Verbindung treten, so ist es notwendig, den Kasten mit dem Wellenanzeiger so lange zu verdrehen, bis Zeichen anlangen. Sobald dies erfolgt, ist man sicher, die Richtung der Station, mit welcher man in Verbindung treten will, gefunden zu haben. Da der Streukegel der elektrischen Wellen kein zu grosser ist, wird die Geheimhaltung der Nachrichten wesentlich gefördert und die Wahrscheinlichkeit einer Störung durch eine andere Station in gleichem Masse herabgemindert. Das wichtigste hierbei ist jedoch die genaue Richtungsorientierung. Ein Schiff kann, wenn es mit zwei an verschiedenen Punkten gelegenen Landstationen abwechselnd in Verkehr tritt, den Ort, an welchem es sich befindet, aus dem Winkel, um welchen der Empfänger oder Sender gedreht werden muss, um von dem Gespräche mit einer dieser Stationen auf die andere überzugehen, mit ziemlich grosser Genauigkeit bestimmen, was insbesondere bei Nebel, wo jede andere genaue Orientierung unmöglich wird, von grossem Vorteile ist. Dieses System der drahtlosen Telegraphie ist nur für den Verkehr zwischen Schiffen unter sich, oder von Schiffen und Landstationen bestimmt und soll nicht etwa den allgemeinen drahtlosen Verkehr mit Luftdrähten verdrängen. Hierzu wäre es auch wenig geeignet, da die Tragweite dieser Art der drahtlosen Telegraphie nur eine sehr geringe sein kann und auf Grundlage der bisherigen Versuche 15—20 km kaum überschreiten wird. Es wird diese Entfernung für die angestrebten Zwecke auch als ausreichend erachtet, in dem auf grössere Entfernungen jede der bisher üblichen Methoden der drahtlosen Telegraphie in Verbindung mit den Luftdrähten ohne weiteres benützt werden kann und sich die beiden Einrichtungen in entsprechender Weise leicht kombinieren lassen.

Der Hauptwert bei dieser Neuerung, welche in grösserem Umfange bisher noch nicht ausgeprobt wurde, wird auf die Möglichkeit der genauen Bestimmung der Richtung, von welcher die Signale einlangen, gelegt und ist dies auch vollkommen berechtigt, da dies bei Nebel eine rasche Orientierung ermöglicht und diese Signale denn doch viel weiter reichen, als die im Nebel bisher allein anwendbar gewesenen akustischen Signale, wie Nebelhorn oder Glocken, welche gleichfalls zu Täuschungen Veranlassung geben können.

Neuerungen an dem Systeme der drahtlosen Telephonie bezw. Telegraphie von James T. Armstrong und Axel Orling. Die bisherigen Versuche haben ergeben, dass durch passende Anordnung einer Induktionspule in Verbindung mit einem entsprechend gebauten Mikrophone, auch die Sprache durch die Luft auf eine wenn auch beschränkte Entfernung übertragen werden kann. Diese Entfernung lässt sich beträchtlich vergrössern, wenn sowohl die beiden Funkenkugeln des Senders als auch die beiden Enden des Empfängers geerdet sind. Auf Grundlage dieser Erfahrungen haben die erwähnten Erfinder ein System der drahtlosen Telephonie aufgebaut, welches die Entfernungen, über welche noch gesprochen werden kann, wesentlich erweitert. Das Prinzip dieser Neuerung beruht darauf, dass Ströme von niederer Spannung und Entladungen mit hohem Potential gleichzeitig erzeugt werden und zusammen wirken. Zu diesem Zwecke wird die bei anderen Systemen verwendete Induktionsspule der Sendestelle S (Fig. 19) durch eine Reaktanzspule R ersetzt, und mit dem Uebermittler T, der Batterie B und der Erde E

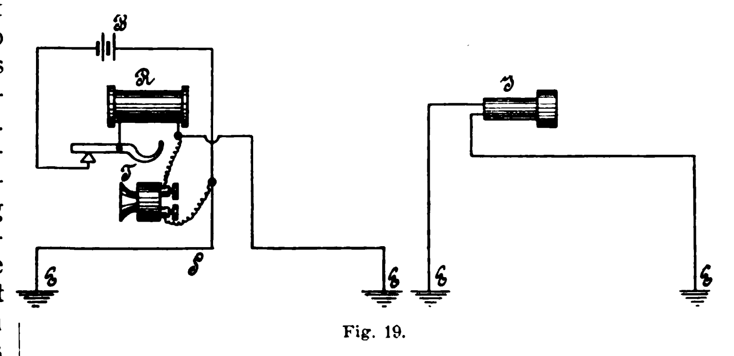


Fig. 19.

so verbunden, dass die durch die Widerstandsschwankungen des Uebermittlers entstehenden Niederspannungswellen durch die gleichzeitig entstehenden mächtigen Selbstinduktionsströme der Spule unterstützt werden. Der im Nebenschlusse zu den beiden Erdverbindungen geschaltete Uebermittler (Mikrophon) ruft nicht nur die Stromänderungen in dem durch die Erdverbindungen gegebenen Stromkreise hervor, sondern beeinflusst auch gleichzeitig



die Reaktanzspule. Erhöht sich beispielsweise der Widerstand des Uebermittlers plötzlich, so wird ein stärkerer Strom, von der Batterie ausgehend, sowohl die Reaktanzspule als die Erde durchfliessen. Dieser Strom wird durch den in der Reaktanzspule infolge der Stromänderung erregten Selbstinduktionsstrom unterstützt. In der Empfangsstelle werden die beiden Enden des Empfängers *J* ebenfalls in geeignetem Abstande geerdet.

Nach den durchgeführten Untersuchungen scheint der Strom nicht in gerader Linie von einer der Erdplatten des Senders zur anderen zu gehen, sondern sich über eine weite Fläche in Form von elektrischen Kräuselwellen nach allen Richtungen auszubreiten, wobei die von den beiden Erdstellen ausgehenden Wellen um 180^0 in Phase zu einander verschoben sind. Wird nun der Empfänger so geerdet, dass seine Enden in entgegengesetzter und hinreichend kräftiger Weise von den zwei Wellenkreisen beeinflusst werden können, so wird im Empfänger der Ton zu vernehmen sein, welcher das Entstehen dieser Wellen veranlasst hat.

Diese Art der Einrichtung eignet sich auch zur Uebertragung telegraphischer Zeichen, zu welchem Zwecke ein äusserst empfindliches Relais konstruiert wurde, welches auf scharfe Stromimpulse anspricht und die Uebertragung auf einen Fernschreiber besorgt. Hierzu wird der telephonische Uebertrager durch einen Taster in Verbindung mit einem Kondensator ersetzt. Die über die beiden Erden *E* (Fig. 20) der Empfangsstelle einlangenden Stromimpulse wirken auf den Elektromagneten *M*, welcher die

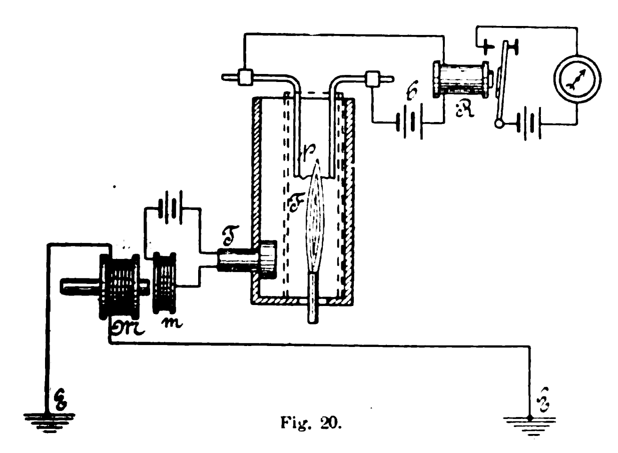


Fig. 20.

Membrane des Mikrophons *m* in Schwingungen versetzt, die sich wieder auf das Telephon *T* übertragen. Die Telephonmembrane wirkt nun indirekt auf eine von einer Kammer umschlossene, äusserst empfindliche Flamme ein. Diese Flamme *F* ist normal so eingestellt, dass sie einen äusserst feinen Platindraht *p* gerade beleckt und ihn entsprechend erhitzt. Die hierdurch hervorgerufene Erhöhung des Widerstandes dieses Drahtes ist ausreichend um eine Wirkung des Relais *R* zu behindern. Wird nun die Flamme unter dem Einflusse der Diaphragmawirkung des Telephons in der bekannten Weise verkürzt, so verringert sich infolge Abkühlung der Widerstand des Platindrahtes ausreichend, um die Batterie *C* und mit ihr das Relais *R* zur Wirkung zu bringen. Diese Art Relais soll sich besonders empfindlich und wirksam erweisen.

Ein neuer Wellenanzeiger für drahtlose Telegraphie. Ingenieur *W. Schloemilch* hat bei seinen Versuchen über das Verhalten von Polarisationskapazitäten gegenüber elektrischen Wellen, die Beobachtung gemacht, dass sich eine Polarisationszelle für die Bestrahlung durch elektrische Wellen empfindlich erweist. Auf Grund der eingehenderen Untersuchung dieser Eigenschaft ist es *Schloemilch* gelungen, einen Wellenempfänger zu schaffen, mittels welchem die Aufnahme wellentelegraphischer Zeichen durch den Morseapparat ermöglicht wird. Die Grundlage für den Aufbau dieser neuen Einrichtung bildet folgender Versuch. Wird eine Polarisationszelle aus Gold oder Platinelektroden an eine Stromquelle angeschlossen, deren elektromotorische Kraft um einen geringen Betrag höher ist als die elektromotorische Kraft der Zelle, so wird durch die Zelle ein dauernder Zersetzungsstrom fliessen und sich eine schwache Gasentwicklung an den Elektroden einstellen. Wird diese Zelle von elektrischen Wellen bestrahlt, so zeigt ein in den Stromkreis eingeschalteter Stromanzeiger eine Verstärkung des Stromes an. Von dieser Erfahrung ausgehend suchte *Schloemilch* die beobachtete Wirkung zu steigern und erhielt hierbei sehr günstige Ergebnisse, wenn er der positiven Elektrode eine sehr kleine Oberfläche gab. Die auf Grund dieser Ergebnisse von der *Gesellschaft für drahtlose Telegraphie* gebauten Wellenanzeiger sind mit Elektroden versehen, welche einen Durchmesser von 0,001 mm und eine Länge von annähernd 0,01 mm besitzen. Die negative Elektrode spielt hierbei keine wesentliche Rolle und kann ihr daher jede beliebige Form und Grösse gegeben werden.

Der physikalische Vorgang an der elektrolytischen Zelle hat sich noch nicht vollständig erklären lassen, ebenso lässt sich z. Z. noch nicht feststellen, ob dieser Wellenanzeiger eine Kapazität oder einen *Ohm*schen Widerstand darstellt, wiewohl für die letztere Annahme mehr Wahrscheinlichkeit vorhanden ist. Tatsache ist jedoch, dass bei Bestrahlung dieser Zelle durch elektrische Wellen eine leichtere Ablösung der Gasblasen von den Elektroden erfolgt, welche bei stärkerer Beeinflussung so auffällig bemerkbar wird, dass sich die Wellenimpulse bezw. die Morsezeichen an der Zelle direkt ablesen lassen. Durch Umkehren der Polarität dieser Zelle, indem man den negativen Pol an die kleinere Elektrode anschliesst, verschwindet diese Erscheinung fast vollständig, wodurch der Beweis gegeben ist, dass auch die Gasart eine wesentliche Rolle spielt.

Die Zelle hat ferner die Eigenschaft, bei zu geringer und zu reicher Gasentwicklung in bezug auf die Empfindlichkeit gegenüber dem Einflusse elektrischer Wellen nachzulassen, und ist es daher notwendig, die für jede Zelle verschiedene kritische Spannung vorher festzustellen. In gewissen Fällen kann auch die Hilfsbatterie entbehrt werden, nur müssen dann für die Elektroden Materialien gewählt werden, die in der Spannungsreihe möglichst weit auseinander liegen, so dass die Zelle selbst ein kleines galvanisches Element bildet, welches sich nach der Bestrahlung durch elektrische Wellen immer von selbst wieder in Bereitschaft setzt.

Die Empfindlichkeit einer solchen Zelle ist aber bedeutend geringer als die einer mittels Hilfsbatterie betätigten Zelle und kann daher nur dort mit Erfolg Anwendung finden, wo grössere Wellenenergien zur Aufwendung gelangen.

Die Empfindlichkeit der Zelle lässt sich leicht und sicher durch Veränderung des Zersetzungsstromes regulieren, sie ist in ihrer Wirkung stets gleichbleibend und gegen Erschütterungen unempfindlich. Diese Zelle zeigt ferner die Eigenschaft, bei abnehmender Wellenintensität im Verhältnis schwächer zu reagieren, nie aber gänzlich zu versagen. Alle diese Eigenschaften machen diese Zelle in Verbindung mit einem Telephon, einem Galvanometer oder einem anderen ähnlichen Instrumente zu einem sehr brauchbaren Hilfsmittel für Wellenuntersuchungen.

Eine Ueberreizung dieses Wellenanzeigers und die damit verbundene Unsicherheit, wie solche bei Frittern mit Metallpulvern bei zu intensiver Bestrahlung leicht auftritt, ist nicht möglich, da er nur um so stärker anspricht, je kräftiger die Wellenimpulse einwirken. Bei diesem Wellenanzeiger kann das für gewöhnlich benutzte Relais für den Empfang entbehrt und ein Telephon benutzt wer-



den, da sich mit diesem Empfänger die Morsezeichen ebenso gut abhören lassen.

Die Abstimmung des Empfangssystemes bei Anwendung dieses Wellenanzeigers lässt sich ebenso gut durchführen, wie bei Verwendung anderer Wellenanzeiger. Wenn auch die bisherigen Ergebnisse dafür sprechen, dass dieser Wellenanzeiger eher ein *Ohm*scher Widerstand, denn eine Kapazität sei und sich hieraus auf eine weniger scharfe Abstimmung schliessen lässt, so erweist sich diese Befürchtung dennoch nicht als gerechtfertigt, wenn, wie dies aus Fig. 21 ersichtlich, zu dem Wellenanzeiger *F* eine regulierbare Kapazität *K* parallel gelegt wird. Diese Schaltung, bei welcher ausserdem *B* die Zersetzungsbatterie, *W* einen regulierbaren Widerstand, *T* das Empfangstelephon, *E* die Erde und *L* den Luftleiter darstellt, soll sich in der praktischen Anwendung bestens bewährt haben.

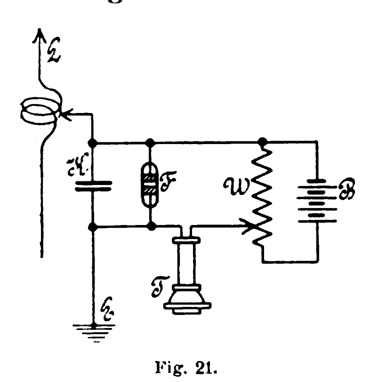


Fig. 21.

Die Anwendung einer Zersetzungszelle für die Anzeige elektrischer Wellen wird seitens des Erfinders als vollkommen neu bezeichnet. Dies ist jedoch nur insofern zutreffend, als hier unter dem Einflusse der elektrischen Wellen eine Widerstandsverminderung aufzutreten scheint. Es ist jedoch hervorzuheben, dass *Lee de Forest* in seinem bekannten „Responder“ bereits eine Zersetzungszelle anwendet, bei welcher jedoch im Gegensatze zur vorbeschriebenen Neuerung unter der Einwirkung elektrischer Wellen eine Widerstandserhöhung eintritt.

Die verhältnismässige Zuverlässlichkeit der drahtlosen Telegraphie und der Telegraphie über Drähte. Zu der wichtigen Frage, ob die drahtlose Telegraphie jene wünschenswerte Zuverlässigkeit hat, wie die Telegraphie über Drähte, bringt Professor Reginald *A. Fessenden* in Electrical World and Engineer auf Grund mehrjähriger Beobachtung sehr wertvolle Angaben. Wenn sie sich auch nur auf Beobachtung mit dem Systeme von *Fessenden* beziehen, so gestatten sie dennoch einen Rückschluss auf das Arbeiten anderer, vollkommen ausgebildeter Systeme, welche nicht minder verlässlich arbeiten dürften.

Im Jahre 1900 und 1901 war zwischen *Cape Hatteras* und *Manteo, Roanake* eine drahtlose Verbindung in ununterbrochenem Betriebe. Diese beiden Stellen waren ausserdem durch eine Telegraphen- und eine Telephonleitung verbunden. Während der ganzen Zeit der Versuche waren die beiden erwähnten Leitungen gleichzeitig durch 27 Tage unbrauchbar, da sie durch Stürme zerrissen waren. Der Betrieb zwischen den beiden drahtlosen Stationen konnte jedoch jederzeit aufrecht erhalten werden.

Zu Beginn der Versuche wurde auch keine Behinderung durch atmosphärische Störungen wahrgenommen. Im Frühjahr des folgenden Jahres verursachten einige heftige atmosphärische Störungen ein Ausbrennen der verwendeten Wellenempfänger. Dieser Uebelstand wurde jedoch durch scharfe gegenseitige Abstimmung vollkommen behoben, trotzdem späterhin noch viel empfindlichere Wellenanzeiger verwendet wurden. Im allgemeinen wird das Hinneigen der Wellenanzeiger zum Ausbrennen als eine Sache von geringer Wichtigkeit bezeichnet, weil ein System, welches nicht hinreichend scharf abgestimmt ist, um den Einfluss atmosphärischer Störungen auszuschliessen, ohnehin nur eine sehr beschränkte Anwendungsfähigkeit hat.

Im Jahre 1902 wurden Stationen auf *Cape Charles City, Fortress Munroe* und *Ocean View* errichtet, welche zwischen 40—45 km voneinander entfernt waren. Auch hier konnte während des ganzen Jahres keine Störung verzeichnet werden, wohingegen die Telegraphen und Telephonlinien, in drei Fällen durch äussere Einflüsse ausser Betrieb gesetzt wurden. Selbst bei unterirdischen Telephonlinien traten Störungen durch Ausbrennen der Schmelzsicherungen auf, und ist dies ein Beweis, dass selbst Untergrundlinien von atmosphärischen Störungen beeinflusst werden. Im spanisch-amerikanischen Kriege zeigte sich häufig, dass die Telegraphenlinien unter dem Einflusse atmosphärischer Ereignisse gerade zu den kritischsten Zeitpunkten im Dienste durch längere Zeit versagten.

Aus einem Berichte über die Schäden, die ein am 10. Mai 1903 wütender, äusserst heftiger Sturm an den Leitungen verursachte, geht hervor, dass der grösste Teil der nach Westen führenden Telegraphenleitungen der „*Postal Telegraphe Company*“ zerstört war, so dass nur die wichtigsten Nachrichten befördert werden konnten. Der Betrieb der „*Southern Bell Telephone Company*“ musste wegen Zerstörung von drei Ueberland-, drei Kabel- und sechs Lokalleitungen gänzlich eingestellt werden. Die erwähnten Stationen für drahtlose Telegraphie blieben jedoch, trotzdem der Sturm von einem heftigen Gewitter begleitet war, völlig unversehrt und hielten den Betrieb aufrecht.

Im Jahre 1903 wurde in New-York und in Philadelphia je eine Station für drahtlose Telegraphie nach dem Systeme von *Fessenden* errichtet. Die Entfernung beträgt über Land etwa 128 km. Die Höhe der Luftdrähte betrug 48 m. Wiewohl nun diese Stationen mit einem Energieaufwand von nur $^1/_4$ PS arbeiteten, und nicht weniger als 135 drahtlose Stationen in beiden Städten zusammen einwirkten, erwies sich die Abwicklung des Dienstes als vollkommen zufriedenstellend, indem täglich während der Dienststunden gegen 40 Telegramme entsendet und aufgenommen wurden. Es zeigte sich auch hierbei, dass durch entsprechende Einstellung der eigenen Apparate mit jeder anderen Station nach Wahl gesprochen werden konnte. Unter anderem konnten Nachrichten von den in der Auster-Bay liegenden Kriegsschiffen aufgenommen werden, während die Schiffswerfte in *Brooklyn* mit diesen Schiffen nicht in Verbindung zu treten vermochte. Dieses Ergebnis ist um so bemerkenswerter, als die eingelangten Nachrichten über ganz New-York mit seinen zahlreichen hohen Häusern geleitet wurden.

In gleicher Weise konnten anlässlich der Jachtrennen von der Station Philadelphia alle Nachrichten aufgenommen werden und war sie in der Lage, jede Station, von welcher sie Nachrichten zu erhalten wünschte, unter vollkommenem Ausschlusse aller anderen Stationen genau auszuwählen. Trotzdem während der Zeit des Betriebes dieser beiden Stationen in der Umgebung ziemlich zahlreiche Gewitterstürme auftraten, ergab sich in keinem Falle die Notwendigkeit dieselben ausser Betrieb zu setzen.

Alle diese Ergebnisse, welche sich auf Beobachtungen innerhalb einer Reihe von Jahren beziehen, führen zu dem Schlusse, dass die drahtlose Telegraphie in bezug auf Sicherheit des Verkehres der Telegraphie über Drähte überlegen ist. Schon bei dem gegenwärtigen Stand der Entwicklung dieser Art der Telegraphie lässt sich behaupten, dass bei jeder Wetterbeschaffenheit Nachrichten ohne besondere Schwierigkeit drahtlos vermittelt werden können. Selbst Gewitter von solcher Heftigkeit, dass grosse Funken aus den senkrechten Drähten gezogen werden können, vermögen, wiewohl gelegentlich ein Wort verloren geht, die Uebertragung von Nachrichten nicht zu verhindern.

Die Stationen zwischen New-York und Philadelphia waren zu dem Zwecke errichtet, um den Einfluss länger währender Sommerdürre und des Winterwetters festzustellen. Es wurde nämlich vorausgesetzt, dass durch län-

gere Dürre und Temperaturen unter Null einige Schwierigkeiten entstehen würden. Das Ergebnis der Versuche zeigte jedoch, dass mit einem entsprechend konstruierten Wellenfall sich keine Schwierigkeit in der Nachrichtenübertragung bei trockenen Zeiten ergibt. Die Marine hat bei ihren Versuchen zwischen *Washington* und *Annapolis* gefunden, dass die Nachrichtenübertragung über Land im Winter viel leichter war als im Sommer. Es ist in dieser Beziehung zu vermuten, dass die Abwesenheit von Pflanzensaft in den Bäumen den Einfluss der gefrorenen Wasseroberfläche mehr als zu kompensieren vermag, so dass die Kälte sich nicht als ein ernstes Hindernis erweist.

Wiewohl die Einstellung der Station *New-York* so scharf gemacht werden konnte, dass nahegelegene Stationen wie *Coney-Island* unhörbar wurden, so fehlte es nicht an mehrfachen Versuchen von Seite nahegelegener Stationen, die Uebertragung zwischen *New-York* und *Philadelphia* zu stören.

Hierbei wurde die interessante Beobachtung gemacht, dass, wenn die störenden Impulse verstärkt, die Signale von Philadelphia hingegen geschwächt wurden, das Ablesen der Nachrichten mittels Telephon sehr leicht war. Dies lässt darauf schliessen, dass, wenn der Intensitätsunterschied hinreichend gross ist, die beiden Töne leicht unterschieden werden können. Hieraus ergibt sich ein weiterer Vorzug des Telephonempfängers gegenüber anderen Empfangsinstrumenten.

Die Berichte über die gesammelten Erfahrungen bei Uebertragung der Nachrichten zeigen, dass zu Beginn ungefähr die Hälfte der Nachrichten wiederholt werden musste; späterhin besserte sich dies zusehends und sank die Zahl der zu wiederholenden Nachrichten auf 5 v. H. herab, bis endlich nicht mehr als 2 v. H. wiederholt werden mussten. Es ist dies teilweise der grösseren Uebung, teilweise der verbesserten Abstimmung zuzuschreiben. Dieses Ergebnis ist um so günstiger einzuschätzen, als mit einer Geschwindigkeit von 25—35 Worten i. d. Minute telegraphiert wurde und eine grosse Zahl der Nachrichten in Chiffern oder in fremden Sprachen vermittelt werden musste.

Versuche mit der Funkentelegraphie im Bahnbetriebe. Wie verlautet, wurden auch auf der Schnellbahn Marienfelde—Zossen Versuche unternommen, um die Möglichkeit eines funkentelegraphischen Verkehres zwischen einer feststehenden Station und dem fahrenden Schnellbahnwagen zu erweisen. Ueber die Einzelheiten der verwendeten Einrichtungen ist soviel wie nichts bekannt geworden, doch sollen die hierbei gewonnenen Ergebnisse, trotz der ungünstigen Verhältnisse, sehr zufriedenstellend gewesen sein.

Anlässlich der Industrieausstellung in Teplitz sind über Anregung des Ingenieurs *W. Biscan*, Direktor des städtischen Elektrotechnikums dortselbst, gleichfalls Versuche unternommen worden, um sich vom fahrenden Zuge aus mit den Stationen auf funkentelegraphischem Wege zu verständigen. Zu diesem Zwecke wurde in einem von der Aussig-Teplitzer Bahn zur Verfügung gestellten Salonwagen eine vollständige Telegraphenstation der *Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft* in Berlin nebst einer Akkumulatorenbatterie von 100 Volt Spannung installiert. Der den Fritter tragende Apparat und der Morseschreiber wurde federnd angeordnet, um die Stösse des Wagens zu mildern und ein unbeabsichtigtes Entfritten zu hindern. Dieser Wagen wurde an einen fahrplanmässigen Personenzug angekuppelt. Als Sende und Empfangsdrähte wurden zwei starke Kupferdrähte verwendet, welche aus der Stirnseite des Wagens heraustraten und längs vier Wagen an deren Seiten mittels Isolatoren und Spitzen befestigt, parallel weitergeführt wurden. Von der ruhenden Station aus wurden die Drähte längs des Gestänges der Telegraphenleitung nach beiden Seiten auf ungefähr 40 m Entfernung symmetrisch geführt. Die Gesamtanordnung wich mit Ausnahme der durch die Zugsverhältnisse bedingten abweichenden Lage der Empfangs- bezw. Sendedrähte von jenen der normalen Stationsanlagen nicht ab.

Das Ergebnis der Versuche war ein durchaus günstiges, indem die übermittelten Zeichen klar und deutlich zum Ausdruck kamen. Die Entfernung betrug etwas über 7 km. Diese Versuche sollen nach Mitteilung im kommenden Frühjahre auf der Strecke von Teplitz nach Reichenberg wieder aufgenommen werden.

Dass ein funkentelegraphischer Verkehr mit einem fahrenden Zuge möglich ist, hat *Marconi* bereits im Jahre 1901 erwiesen. Er verwendete für die auf einer englischen Bahnlinie durchgeführten Versuche die bekannte Zylinder-Antenne, welche jedoch, statt senkrecht in die Luft zu ragen, wagrecht auf dem Dache eines Wagens gelagert war. Die erreichte grösste Entfernung betrug gegen 40 km.

Einen praktischen Wert dürften jedoch alle derartigen Versuche nicht haben, da vom betriebstechnischen Standpunkte das Bedürfnis für eine derartige Verständigungsmöglichkeit nicht besteht und besonders die Wellentelegraphie sich den eigenartigen Verhältnissen des Bahnbetriebes nicht anpassen lässt. Es sei nur auf die vielen Hindernisse verwiesen, welche sich der Fortpflanzung der Wellen bis zum Empfangswagen entgegensetzen, wie hohe Einschnitte, Bahnüberführungen, Tunnels usw. Der Betrieb dieses Verständigungsmittels wird namentlich in gebirgigen Gegenden nur ein intermittierender sein können und somit einem Bedürfnisse, wenn ein solches vorhanden wäre, nicht zu entsprechen vermögen.

Kleinere Mitteilungen.

Elektrisches Härten und Anlassen von Stahlwerkzeugen.

Wie „The Electrician" vom 18. November 1904 berichtet, hielt Herr *Gledhill* kürzlich vor dem *„Iron and Steel Institut of New-York"* einen Vortrag über das „elektrische Härten und Anlassen von Drehstählen, Fräsern und dergl." und stellte fest, dass dies Verfahren sehr zuverlässige Werkzeuge gibt und ausserdem sehr einfach und wirtschaftlich ist, wenn elektrischer Strom bereits zur Verfügung steht.

Ein derartiges Verfahren veranschaulicht Fig. 1. Das Werkzeug *T*, dessen Schneidkanten gehärtet werden sollen, wird in eine metallische Handhabe *C* eingespannt, und durch diese und ein biegsames Kabel mit einem Pol der Stromquelle *D* leitend verbunden. Der entgegengesetzte Pol wird mit einem eisernen Gefäss verbunden, in welchem sich eine starke Lösung von Potasche befindet. Nachdem der Schalter geschlossen ist, wird das Werkzeug in die Lösung soweit eingetaucht, als es gehärtet werden soll. An der Berührungsstelle tritt infolge des Stromüberganges eine starke Hitzeentwicklung auf, die sich durch Aenderung der Felderregung von *D* regeln lässt. Ist die Spitze des Stahles warm genug geworden, so wird der Strom abgeschaltet und das Werkzeug durch weiteres Eintauchen abgekühlt. Ein zweites Verfahren ist durch Fig. 2 gegeben: Das Werkzeug *W* wird auf eine isoliert und feuerfest gebettete Eisenplatte gelegt, welche an den positiven Pol der Stromquelle angeschlossen ist; der negative Pol ist zu einem Handgriff mit eingeklemmter Kohle *C* geführt. Berührt man das Werkzeug mit der Kohle, so setzt

ein Lichtbogen ein, den man durch Aenderung der Erregung nach Belieben verstärken kann. Wie aus Fig. 3 erkennbar, wird die Kohle auf der mittleren, schraffiert bezeichneten Partie des Stahlkopfes herumgeführt, während man es vermeidet, die Schneidkanten zu berühren, um sie nicht zu verbrennen. Als Stromquelle

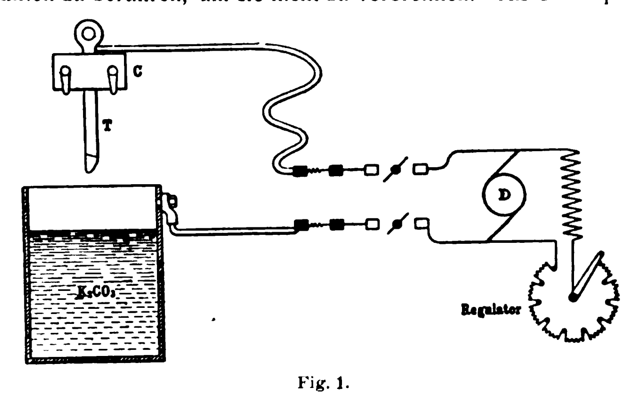


Fig. 1.

diente im vorliegenden Falle ein Motorgenerator, bestehend aus einem Gleichstromnebenschlussmotor für 220 Volt und einer unmittelbar gekuppelten Nebenschlussdynamo für 50 bis 150 Volt;

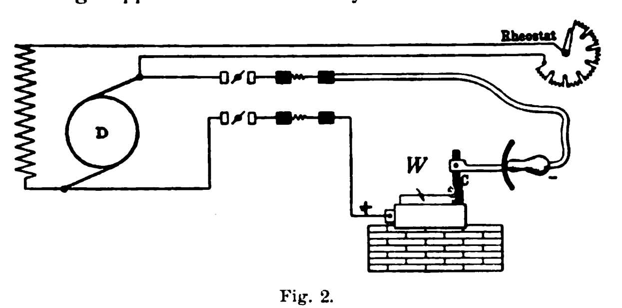


Fig. 2.

man erhielt hierbei Lichtbogen von 10 bis 1000 Ampere Intensität.

Auch zum Ausglühen bezw. Tempern von grossen Fräsern oder anderen hohlzylindrischen Werkzeugen kann man den elektrischen Strom benutzen. Bei solchen Werkzeugen müssen die Schneidkanten glashart, der Kern dagegen weich und zähe sein, damit das Werkzeug den hohen Beanspruchungen ausreichenden Widerstand zu leisten vermag. Man erreicht dies gewöhnlich derart, dass man in das glasartige Stahlstück einen glühend gemachten Dorn steckt, der dann seine Hitze dem Kern des Fräsers mitteilt und ihn ausglüht. Das Verfahren hat indessen den Nachteil, dass sich der Fortgang des Ausglühens schwer kontrollieren und lokalisieren lässt; ausserdem bekommt das Werkzeug auch leicht Risse, da die Hitze zu plötzlich angewendet wird. Das elektrische Vorfahren, welches in Fig. 4 veranschaulicht ist, hat

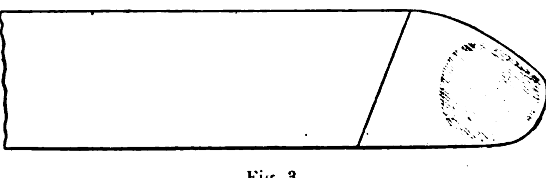


Fig. 3.

diese Mängel nicht und ist daher bei solchen Werkzeugen sehr zu empfehlen. Das Werkzeug *W* wird auf einen Dorn geschoben und dieser in zwei Backen *V* eingeklemmt, welche durch den massiven Kupferbügel *S* verbunden sind. *S* bildet die Sekundärwicklung eines Transformators mit sehr geringem ohmischen Widerstand. Wird die primäre Wicklung *P* unter Spannung gesetzt, so wird in *S* ein starker Strom induziert, der den Dorn schnell erwärmt und in Rotglut versetzt. Das Werkzeug wird dadurch gleichfalls von innen heraus langsam erwärmt, und man kann ein sehr gleichmässiges Ausglühen erzielen, da man eine bestimmte, gerade passende Temperatur des Dornes beliebig lange konstant halten kann. Der Transformator wurde durch eine Wechselstromdynamo mit rotierendem Magnetgestell gespeist, welche 100 Ampere bei 350 Volt und 50 Perioden lieferte. Die Stromstärke wurde durch den Erregerrheostaten geregelt.

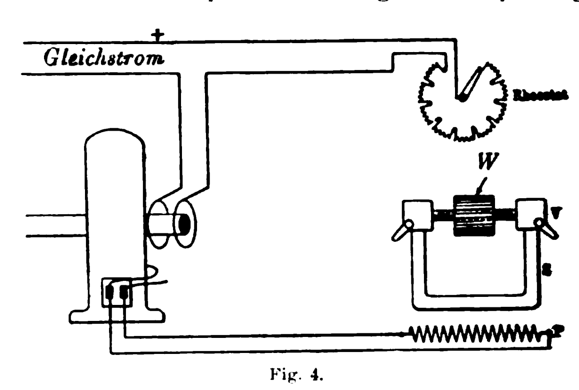


Fig. 4.

P.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Lehrbuch der Mechanisch-Metallurgischen Technologie. (Verarbeitung der Metalle auf mechanischem Wege.) Von *A. Ledebur*, Geh. Bergrat, Professor an der Kgl. Bergakademie zu Freiberg in Sachsen. Dritte, neubearbeitete Auflage. Mit zahlreichen Abb. Erste Abteilung. Braunschweig, 1905. Fr. Vieweg & Sohn. Preis geh. 12 M.

Der „Kanal" (Kanal vom Rhein an die Weser mit Anschluss nach Hannover). Von *Emil Abshoff*, Ingenieur, Geschäftsführer des Ausschusses zur Förderung des Rhein-Weser-Elbe-Kanals und des Kanalvereins für Niedersachsen zu Hannover. Generalsekretär des Wasserwirtschaftl. Verbandes der Westdeutschen Industrie. Münster i. W., 1905. E. Obertüschen (Adolf Schultze.)

Die Dampfkessel. Ein Lehr- und Handbuch für Studierende technischer Hochschulen, Schüler höherer Maschinenbauschulen und Technikern, sowie für Ingenieure und Techniker. Bearbeitet von *F. Tetzner*, Professor, Oberlehrer an den Königl. Vereinigten Maschinenbauschulen zu Dortmund. Zweite, verbesserte Auflage. Mit 134 Abb. und 38 Tafeln. Berlin, 1905. Julius Springer. Preis geb. 8 M.

Der praktische Maschinenwärter. Anleitung für Maschinisten und Heizer, sowie zum Unterricht in technischen Schulen. Von *Paul Brauser*, Oberingenieur des „Dampfkessel-Revisions-Vereins für den Regierungsbezirk Aachen" und *Joseph Spennrath*. weil. Direktor der gewerblichen Schulen der Stadt Aachen. Vierte, verbesserte und vermehrte Auflage. Mit 42 Abb. Berlin, 1905. M. Krayn. Preis geb. 1.50 M.

Chemische Technologie und Analyse der Oele, Fette und Wachse. Von Dr. *J. Lewkowitsch*, Konsultationschemiker und Ingenieurchemiker, Examinator in Fett- und Oelindustrie am „City and Guilds of London Institute". In zwei Bänden. Mit 1 Tafel, 92 eingedruckten Abbildungen und 748 Tabellen. Erster Band: Mit 54 Abb. und 182 Tabellen. Zweiter Band: Mit 38 Abb., 1 Tafel und 566 Tabellen. Braunschweig, 1905. Friedrich Vieweg & Sohn. Preis beider Bände geh. 32 M., geb. 34 M.

Druckfehlerberichtigung. In der Zuschrift des Herrn *Rieche* S. 96, rechte Spalte, Absatz 6, Zeile 3 muss es statt „zwischen Motor und Anker" heissen: „zwischen Motor und Anlasser".

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.
86. Jahrg., Bd. 320, Heft 10. Berlin, 11. März 1905.
Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Die Bemessung der Auslassteuerung der Dampfmaschinen auf Grund der Ausströmungsgesetze.

Von **W. Schüle**, Breslau.

II. Teil.

(Fortsetzung von S. 21 d. Bd.)

Der Druckausgleich im Gebiet der niederen Druckverhältnisse (Auspuffmaschinen).

Der I. Teil dieser Arbeit (s. D. p. J. S. 1 d. Bd.) bezieht sich im wesentlichen auf Kondensationsmaschinen. Bei den *Auspuffmaschinen* ist die Druckausgleichperiode im allgemeinen in zwei Abschnitte zu zerlegen, $A\,A'$ und $A'\,B$ (Fig. 10). Der Grenzpunkt A' liegt bei einem Druck gleich dem rund 1,7-fachen äusseren Druck, also für Auspuffmaschinen bei 1,7 . 1,033 = 1,76 kg/qcm abs.; bei Kondensationsmaschinen fällt A' hinter den Totpunkt und liegt bei 1,7 p_c, für $p_c = 0{,}08$ kg/qcm (70 cm Vakuum bei 760 mm Barometerstand) bei 0,14 kg/qcm abs. Der erste Abschnitt $A\,A'$ ist nach Gleichung V, Teil I, zu behandeln. Von A' an findet aber *verzögerte Ausströmung* statt, weil der Koeffizient ψ in der allgemeinen Formel für das Ausflussgewicht

Fig. 10.

$$d\,G = \alpha\,\psi\,f\,.\sqrt{\frac{p_i}{v_i}}\,.\,dt,$$

der für $\frac{p_i}{p_a} > 1{,}7$ konstant ist, sich bei kleineren Ueberdruckverhältnissen verringert und bei Gleichheit des inneren und äusseren Druckes gleich Null wird.

Mit dem von *Zeuner* aufgestellten Ausdruck

$$\psi = \sqrt{\frac{2\,g\,k}{k-1}\,.\left\{\left(\frac{p_a}{p_i}\right)^{\frac{2}{m}} - \left(\frac{p_a}{p_i}\right)^{\frac{m+1}{m}}\right\}}$$

lassen sich die erforderlichen Integrationen nicht durchführen, selbst nicht für den einfachsten Fall, dass der Kanal ganz offen ist. [9])

Vom Verfasser wurde aus der *Zeuner*schen Formel eine über das ganze Druckgebiet zwischen 1 und 1,7 gültige Näherungsformel abgeleitet, [9]) deren Genauigkeit für den vorliegenden Zweck völlig hinreichend ist. Wir setzen also

$$\psi = \frac{p_a}{p_i}\sqrt{2\,g\,\frac{k}{k-1}\,.\,\frac{m^2-1}{m}}\,.\sqrt{\frac{\frac{p_i}{p_a}-1}{\frac{p_i}{p_a}+1}}$$

Es ist hierin

$$\frac{k}{k-1}\,.\,\frac{m^2-1}{m} = \frac{2}{1+\zeta}\,.\left(1+\frac{1}{2}\,\frac{k-1}{1+\zeta\,.\,k}\right),$$

mit $k = 1{,}035 + 0{,}1\,.\,x$ und ζ als hydraulischem Widerstandskoeffizienten. Ganz besonders für feuchte Dämpfe ($x < 0{,}9$) und kräftige Widerstände der Ausflussmündungen unterscheidet sich dieser Ausdruck, wie man leicht wahrnimmt, nur wenig von $\frac{2}{1+\zeta}$, weshalb wir setzen können:

$$\psi = \frac{6{,}3}{\sqrt{1+\zeta}}\,.\,\frac{p_a}{p_i}\sqrt{\frac{\frac{p_i}{p_a}-1}{\frac{p_i}{p_a}+1}}$$

Mit den Bezeichnungen im I. Teil lautet nun die Differentialgleichung für den Druckausgleich, genau wie früher,

$$\frac{1}{\frac{p_i}{p_0}}\,d\left(\frac{p_i}{p_0}\right) = -\,\frac{\alpha\,\psi\,.\,f}{\omega\,.\,V}\,.\sqrt{p_0\,.\,v_0}\,.\,d\varphi.$$

Hierin ist aber, zum Unterschied von früher, der obige *veränderliche* Wert von ψ einzuführen, der selbst eine Funktion der abhängigen Veränderlichen p_i ist. Daher ist auch die Lösung der Gleichung eine andere.

Zunächst setzen wir (Teil I):

$$\frac{F}{\omega\,.\,V} = \frac{1}{\pi\,u\,.\,(x_0+s_0)},$$

mit x_0 als Kolbenweg der Vorausströmung und

$$\sqrt{p_0\,v_0} = \sim 133\,.\sqrt{x}$$

mit x als spezifischer Dampfmenge beim Beginn der Ausströmung. Dann ergibt sich

$$\frac{1}{\frac{p_i}{p_0}}\,.\,d\left(\frac{p_i}{p_0}\right) = -\,\frac{6{,}3\,.\,133}{\pi\,u\,.\,(x_0+s_0)}$$

[9]) D. p. J. 1903, **318**, S. 355.

$$. \, a \sqrt{\frac{x}{1+\zeta}} \cdot \frac{p_a}{p_i} \sqrt{\frac{\frac{p_i}{p_a} - 1}{\frac{p_i}{p_a} + 1}} \cdot \frac{f}{F} \, d\varphi,$$

worin wir wieder

$$a \cdot \sqrt{\frac{x}{1+\zeta}} = k \text{ („Ausflussfaktor") setzen.}$$

Die Differentialgleichung schreibt sich nun:

$$\sqrt{\frac{\frac{p_i}{p_a} + 1}{\frac{p_i}{p_a} - 1}} \cdot d\left(\frac{p_i}{p_a}\right) = -\frac{6{,}3 \cdot 133 \cdot k}{\pi \cdot u \cdot (x_o + s_o)} \cdot \frac{f}{F} \cdot d\varphi.$$

Die Integration ergibt

$$\left[\sqrt{\left(\frac{p_i}{p_a}\right)^2 - 1} + \ln\left(\frac{p_i}{p_a} + \sqrt{\left(\frac{p_i}{p_a}\right)^2 - 1}\right)\right]_{p_o}^{p_i}$$
$$= -\frac{6{,}3 \cdot 133 \cdot k}{\pi \cdot u \cdot (x_o + s_o)} \cdot \frac{f_m}{F} \cdot (\varphi - \varphi_a)$$

worin wieder (I. Teil)

$$f_m = \frac{\int f \, d\varphi}{\varphi - \varphi_a}$$

die „mittlere Eröffnungsweite des Kanals während des Kurbelwinkels $\varphi - \varphi_a$" vorstellt. f_m kann bei bekannter Eröffnungslinie der Steuerung genau wie früher mit dem Planimeter, oder in einfachen Fällen auch rechnerisch bestimmt werden.

Der Ausdruck der linken Seite ist zu umständlich, als dass sich bequem damit rechnen liesse. Man kann mit grosser Genauigkeit

$$\sqrt{\left(\frac{p_i}{p_a}\right)^2 - 1} + \ln\left(\frac{p_i}{p_a} + \sqrt{\left(\frac{p_i}{p_a}\right)^2 - 1}\right)$$
$$= -0{,}072 + 3{,}073 \sqrt{\frac{p_i}{p_a} - 1}$$

innerhalb der in Frage kommenden Grenzen $\frac{p_i}{p_a} = 1$ und 1,7 setzen.[10]) Damit schreibt sich die linke Seite einfach

$$3{,}073 \cdot \left(\sqrt{\frac{p_i}{p_a} - 1} - \sqrt{\frac{p_o}{p_a} - 1}\right)$$

und die Lösung lautet:

$$\sqrt{\frac{p_i}{p_a} - 1} = \sqrt{\frac{p_o}{p_a} - 1} - \frac{1{,}515 \, k}{u \cdot (x_o + s_o)} \cdot \frac{f_m}{F} \cdot (\varphi - \varphi_a)^0 \quad . \quad 1)$$

Hieraus lässt sich für einen beliebigen Winkel φ der Ausströmungsdruck p_i in einfacher Weise berechnen.

Ist bei einer Auspuffmaschine die Endspannung der Expansion grösser als 1,76 kg/qcm abs., so ist zunächst der Winkel zu bestimmen, bei welchem der Druck auf 1,76 gesunken ist. Man wird nach Teil I aus

$$\log \frac{p_i}{p_o} = -\frac{111 \, k}{u \cdot (x_e + s_o)} \cdot \frac{f_m}{F} \cdot \frac{\varphi - \varphi_a}{180} \quad . \quad . \quad V)$$

[10]) Den Genauigkeitsgrad lässt die folgende Gegenüberstellung erkennen:

$\frac{p_i}{p_a}$ =	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7
genau	0,90	1,29	1,59	1,85	2,08	2,30	2,50
genähert	0,90	1,30	1,61	1,87	2,10	2,31	2,50

etwa für zwei Winkel den Druck p_i bestimmen und leicht entnehmen, wo die Grenze erreicht wird. Es kommt dabei nicht so genau darauf an, dass als Grenzstelle gerade 1,76 gewählt wird. Die Gleichung V und Gleichung 1 geben an der Grenze die gleichen Werte und daher hat eine Abweichung bis etwa 1,85 nach oben oder 1,65 nach unten wenig zu sagen. In Gleichung 1 ist $\frac{f_m}{F}$ von dem Winkel an zu rechnen, wo der gewählte Grenzdruck eintritt.

Ein Beispiel ist im letzten Abschnitt, Maschine V, zu finden.

Die allgemeine Uebereinstimmung mit wirklichen Verhältnissen lässt sich wie bei Gleichung V, Teil I, zeigen, wenn man für mittlere Werte von p_o und p_i (im Totpunkt), gegebenes x_o und $\frac{f_m}{F}$ den erforderlichen Wert von u aus Gleichung 1) ausrechnet. Nehmen wir z. B. $p_o = 1{,}8$ kg/qcm abs., so wird zu erwarten sein, dass im Totpunkt der Druck bis 1,3 kg/qcm gesunken ist, wenn die Vorausströmung etwa 6 v. H. ($\varphi - \varphi_a$ = rd. 32°) beträgt. Aus Gleichung 1) geht hervor:

$$u = \frac{1{,}515 \, k}{x_o + s_o} \cdot \frac{f_m}{F} \cdot (\varphi - \varphi_a) \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{p_o}{p_a} - 1} - \sqrt{\frac{p_i}{p_a} - 1}}.$$

Mit $\frac{f_m}{F} = 0{,}5$

(bei Exzenterantrieb entspricht dies der Erreichung der vollen Kanalweite im Totpunkt),

ferner $k = 0{,}4$ wird hieraus

$$u = \sim 27{,}5 \text{ m/sek.},$$

ein in den Grenzen der Ausführungen liegender Wert.

Der Druckausgleich mit Rücksicht auf die Kolbenbewegung.

Bisher wurde vom Einfluss der Kolbenbewegung abgesehen. Der Druckausgleich während der *Vorausströmung* wird auch durch die fortschreitende Expansion des Zylinderdampfes nur wenig beeinflusst, insbesondere wird er dadurch nicht gehindert, sondern gefördert. Folgende Umstände veranlassen jedoch zu eingehender Berücksichtigung der Kolbenbewegung.

1. Es gelingt im allgemeinen nicht, wirklich gut übereinstimmende Werte des Ausflussfaktors k bezw. des Ausflusskoeffizienten $\mu = \frac{k}{\sqrt{x}}$ aus Indikatordiagrammen abzuleiten, wenn nicht die Kolbenbewegung genau in Rechnung gestellt wird. Hiermit steht und fällt jedoch die Zuverlässigkeit und praktische Verwendbarkeit der entwickelten Formeln.

2. Wenn bis zum Totpunkt der Druckausgleich nicht vollendet ist, so kann die Kolbenbewegung von sehr bedeutendem Einfluss auf den weiteren Verlauf der Ausströmlinie sein, und zwar wird der Ausgleich infolge der fortschreitenden Raumverkleinerung des Zylinderinhalts verzögert. Ausschlaggebend erweist sich hierbei wieder der Wert der „Kontinuitätsgeschwindigkeit".

3. Ueber den sogen. „Gegendruck" während des Kolbenrücklaufs lässt sich ohne Berücksichtigung der Kolbenbewegung nichts aussagen, da er mit dieser aufs engste zusammenhängt, ob nun der eigentliche Druckausgleich im Totpunkt schon vollendet ist oder nicht.

Mit Bezug auf Fig. 11 ist nun beim Kurbelwinkel $\varphi > \varphi_a$ der Dampfinhalt des Zylinders

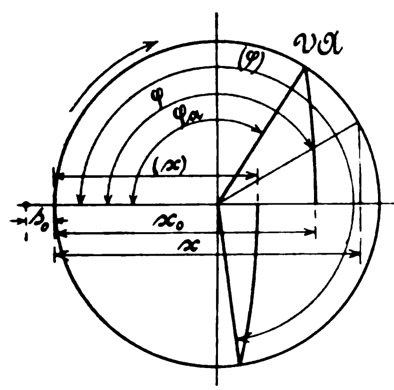


Fig. 11.

$$V_i = O.H.(s_o + x)$$

und sein Gewicht

$$G_i = O.H.\frac{s_o + x}{v_i}.$$

Zu Beginn der Ausströmung war

$$G_o = O.H.\frac{s_o + x_o}{v_o},$$

daher ist von φ_a bis φ ausgeströmt das Gewicht

$$G = G_o - G_i,$$

und auf dem Winkel $d\varphi$, während der Zeit dt das Gewicht

$$dG = -dG_i$$

$$= -O.H\,d\frac{s_o + x}{v_i}$$

$$dG = -O.H\left((s_o + x)\,d\frac{1}{v_i} + \frac{1}{v_i}\,d\,(s_o + x)\right).$$

Hierin ist (vergl. Teil I)

$$d\frac{1}{v_i} = \frac{1}{v_o}\,d\left(\frac{p_i'}{p_o}\right)$$ [11)]

$$\frac{1}{v_i} = \frac{p_i'}{p_o}\,\frac{1}{v_o}, \text{ somit}$$

$$dG = -\frac{O.H}{v_o}\cdot\left\{(s_o + x)\,d\left(\frac{p_i'}{p_o}\right) + \frac{p_i'}{p_o}\,.\,d\,(s_o + x)\right\}.$$

Die Ausflussformel ihrerseits ergibt:

$$dG = \frac{\alpha\,\psi\,f}{\omega}\sqrt{\frac{p_o}{v_o}\cdot\frac{p_i'}{p_o}}\,d\varphi.$$

Durch Gleichsetzen folgt

$$(s_o + x)\,.\,d\left(\frac{p_i'}{p_o}\right) + \frac{p_i'}{p_o}\,d\,(s_o + x)$$

$$= -\frac{\alpha\,\psi\,f}{\omega\,.\,O\,.\,H}\cdot\sqrt{p_o\,v_o}\,.\,\frac{p_i'}{p_o}\,d\varphi,$$

oder

$$\frac{1}{\frac{p_i'}{p_o}}\,d\left(\frac{p_i'}{p_o}\right) = -\frac{\alpha\,\psi\,f}{\omega\,.\,O\,.\,H}\cdot\sqrt{p_o\,v_o}\,.\,\frac{d\varphi}{s_o + x} - \frac{d\,(s_o + x)}{s_o + x}.$$

Nach Teil I ist

$$\frac{F}{\omega\,.\,O\,.\,H} = \frac{1}{\pi\,.\,u}, \text{ daher}$$

$$\frac{f}{\omega\,.\,O\,.\,H} = \frac{1}{\pi\,u}\cdot\frac{f}{F}, \text{ ferner}$$

$$\alpha\sqrt{p_o\,v_o} = \sim 133\,\alpha\sqrt{x}, \text{ somit}$$

$$\frac{1}{\frac{p_i'}{p_o}}\,d\left(\frac{p_i'}{p_o}\right) = -\psi\,.\,\frac{133\,\alpha\sqrt{x}}{\pi\,u}\cdot\frac{f}{F}\cdot\frac{d\varphi}{s_o + x}$$

$$-\frac{d\,(s_o + x)}{s_o + x} \quad . \;.\;.\;.\;.\; 2)$$ [12)]

[11)] Zum Unterschied von dem ohne Rücksicht auf die Kolbenbewegung ermittelten Druck p_i werden wir hier den (wirklichen) Druck mit p_i' bezeichnen.

[12)] In $\sqrt{x}$ ist x die spezifische Dampfmenge (mit *Zeuner*); ausserdem kommt x noch als Kolbenweg vor. In den folgenden Gleichungen entfällt dies wieder, da die spez. Dampfmenge nur in dem Ausflussfaktor k enthalten ist.

Für hohes Ueberdruckverhältnis (Kondensations-Maschinen) ist

$$\psi = \frac{1,92}{\sqrt{1+\zeta}} \text{ und daher mit}$$

$$k = \alpha\sqrt{\frac{x}{1+\zeta}}$$

$$\frac{1}{\frac{p_i'}{p_o}}\,d\left(\frac{p_i'}{p_o}\right) = -\frac{256\,k}{\pi\,.\,u}\cdot\frac{f}{F}\,\frac{d\varphi}{s_o + x} - \frac{d\,(s_o + x)}{s_o + x}.$$

Die Integration zwischen den Grenzen φ und φ_a bezw. p_i' und p_o ergibt:

$$\ln\left(\frac{p_i'}{p_o}\right) = -\frac{256\,k}{\pi\,.\,u\,(s_o + x_o)}\int_{\varphi_a}^{\varphi}\frac{f}{F}\cdot\frac{s_o + x_o}{s_o + x}\,d\varphi - \ln\frac{s_o + x}{s_o + x_o}.$$

Die Lösung des Integrals in dieser Gleichung hängt von dem Eröffnungsgesetz der Steuerung ab und kann nicht allgemein angegeben werden. Für $f = \text{const.} = F$ und $\frac{r}{L} = 0$ lässt sich zwar eine einfache Lösung finden. Schon für die Fälle des gewöhnlichen Exzenterantriebs und der unrunden Scheibe werden jedoch die Lösungen so verwickelt, dass auf ihre Wiedergabe verzichtet werden muss. Viel einfacher und genauer lässt sich bei jedem beliebigen Antrieb die Lösung auf graphischem Wege angeben. Schreibt man

$$\int_{\varphi_a}^{\varphi}\frac{f}{F}\cdot\frac{s_o + x_o}{s_o + x} = \frac{1}{F}\int_{\varphi_a}^{\varphi} f\cdot\frac{s_o + x_o}{s_o + x}\,d\varphi,$$

so erkennt man, dass in ähnlicher Weise wie im I. Teil die Lösung des $\int f\,d\varphi$ durch Planimetrieren der *Eröffnungsfläche* erhalten wurde, auch hier der Wert des Integrals durch den Inhalt einer Kurve dargestellt werden kann, deren Abszissen die Kurbelwinkel φ, deren Ordinaten die Werte $f\,.\,\frac{s_o + x_o}{s_o + x}$ sind. An Stelle der eigentlichen Eröffnungslinie tritt also hier eine „reduzierte Eröffnungslinie", die aus ersterer dadurch entsteht, dass jede Ordinate mit dem zu dem betreffenden Kurbelwinkel gehörigen Verhältnis $\frac{s_o + x_o}{s_o + x}$ der Zylinderräume multipliziert wird. Solche Linien sind in den Fig. 8, 10, 11, 17, 21 für die verschiedensten Fälle gezeichnet. Mit

$$f' = f\,.\,\frac{s_o + x_o}{s_o + x}$$

als Ordinaten der reduzierten Linie wird die *„mittlere Höhe der reduzierten Eröffnungsfläche"*

$$\frac{1}{\varphi - \varphi_a}\int_{\varphi_a}^{\varphi} f'\,d\varphi.$$

Die Integralgleichung geht jetzt über in die Form:

$$\ln\left(\frac{p_i'}{p_o}\right) = -\frac{256\,k}{\pi\,u\,.\,(s_o + x_o)}\cdot\frac{f_m'}{F}\,(\varphi - \varphi_a) - \ln\frac{s_o + x}{s_o + x_o}$$

oder mit gewöhnlichen Logarithmen und mit φ und φ_a im Gradmass

$$\log\left(\frac{p_i'}{p_o}\cdot\frac{s_o + x}{s_o + x_o}\right) = -\frac{0{,}617\,k}{u\,.\,(s_o + x_o)}\cdot\frac{f_m'}{F}\,.\,(\varphi - \varphi_a) \quad 3)$$

Ohne Kolbenbewegung lautete die Gleichung

$$\log\frac{p_i}{p_o} = -\frac{0{,}617\,k}{u\,.\,(s_o + x_o)}\cdot\frac{f_m}{F}\,.\,(\varphi - \varphi_a) \quad . \;.\; V)$$

Beide Gleichungen sind ganz gleich gebaut, nur tritt an Stelle von $\frac{f_m}{F}$ der Wert $\frac{f_m'}{F}$ und das Druckabfallverhältnis $\frac{p_i'}{p_o}$ ist noch mit dem Verhältnis der Zylinderräume am Ende und am Anfang der betrachteten Kolbenstrecke multipliziert.

Die Berücksichtigung der Kolbenbewegung macht daher die Rechnung nicht umständlicher; nur ist ausser der Eröffnungslinie der Steuerung noch die reduzierte Eröffnungslinie zu verzeichnen und an Stelle der Fläche der ersteren ist die der letzteren zu planimetrieren.

Gleichung 3) geht für $f_m' = 0$, d. h. *geschlossenen Kanal* in die Gleichung der Expansionslinie $p_o \cdot (s_o + x_o) = p_i' \cdot (s_o + x)$ über. Bei Steuerungsantrieben, die zu Beginn sehr langsam öffnen, wie unrunde Scheiben und Wälzhebelantriebe, tritt der Spannungsabfall durch Ausströmen zunächst zurück gegen denjenigen durch die fortschreitende Expansion. Deshalb ist die Bestimmung des wahren Vorausströmungsweges aus *Dampfdiagrammen* in diesen Fällen höchst unsicher und man wird nach dem Diagramm die Vorausströmung leicht zu klein schätzen. Bei unrunden Scheiben können 5—10° ablaufen, bis die Expansionslinie eine entschiedene Aenderung infolge der Ausströmung zeigt.

Es dürfte in manchen Fällen nützlich sein, besonders bei überschlägiger Bestimmung des Druckabfalls, einen schätzungsweisen Wert für den Einfluss der Kolbenbewegung während der Vorausströmperiode *rasch* ermitteln zu können. Aus den Gleichungen 3) und V) lässt sich leicht ableiten

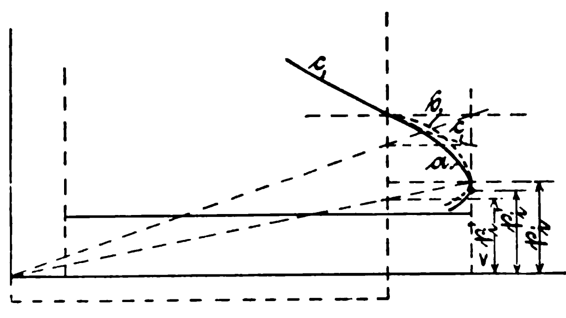
$$\frac{p_i'}{p_o} = \left(\frac{p_i}{p_o}\right)^{\frac{f_m'}{f_m}} \cdot \frac{s_o + x_o}{s_o + x} \text{ oder}$$

$$p_i' = p_i \cdot \frac{s_o + x_o}{s_o + x} \cdot \left(\frac{p_o}{p_i}\right)^{1 - \frac{f_m'}{f_m}}.$$

Wäre $f_m' = f_m$, so wäre auch

$$p_i' = p_i \cdot \frac{s_o + x_o}{s_o + x}.$$

Für die Vorausströmung ist stets $f_m' < f_m$, daher $1 - \frac{f_m'}{f_m}$ eine (kleine) positive Zahl. Somit ist in Wirklichkeit p_i' *etwas grösser* als die letztere (unrichtige) Gleichung angibt; der Einfluss der Kolbenbewegung ist also *geringer*, als wenn er nach dieser Gleichung beurteilt würde. Aus Fig. 12 ist zu entnehmen, wie man auf diesem Wege zu



a Wirkliche Ausströmlinie,
b Ausströmlinie ohne Kolbenbewegung.
c Expansionslinie,
p_i ohne Kolbenbewegung.

Fig. 12.

einer ganz guten Schätzung gelangt. Der *wahre* Punkt liegt zwischen dem ohne Kolbenbewegung ermittelten und dem etwas tiefer liegenden durch die einfache Konstruktion abgeleiteten. Man erkennt daraus auch, dass man den fraglichen Einfluss stark *überschätzt*, wenn man annimmt, dass sich zu dem Druckabfall durch Ausströmung allein der Abfall durch Expansion allein vom Beginn der Ausströmung bis zum Totpunkt, unmittelbar addiere.

Mit Hilfe der Gleichung 3) kann der wahre Verlauf der Ausströmlinie vom Beginn an bis zu jeder beliebigen Stelle bestimmt werden; nur darf der Druck nicht tiefer sinken als der etwa 1,5 fache (genauer 1,7 fache) äussere Druck. Bei Kondensation wird daher sehr häufig die ganze Ausströmlinie, vom Beginn der Vorausströmung bis Anfang der Kompression verzeichnet werden können, und zwar gleich leicht für jeden beliebigen Antrieb. Voraussetzung ist nur, dass man den Wert des Ausströmungsfaktors k für die betreffende Bauart kennt. Am Schluss wird aus Indikatordiagrammen eine Reihe solcher Werte bestimmt werden.

(Fortsetzung folgt.)

Hebezeuge und Fördereinrichtungen auf der Weltausstellung in St. Louis 1904.

Von **Georg v. Hanffstengel**, Chicago.

(Schluss von S. 132 d. Bd.)

Die *Shaw Electric Crane Co.* und die *Niles Works* stellten normale Laufkrane aus.

Die *Otis Elevator Co.* führte einen Aufzug mit Druckknopfsteuerung im Betriebe vor, nebst einem Modell ihrer bekannten Fangvorrichtung und mehreren hydraulischen Maschinen.

Aufzüge für Personen und Waren wurden ferner von der *Wm. A. Miller Elevator Mfg. Co.*, St. Louis, ausgestellt. Bemerkenswert ist die Fangvorrichtung. Mit dem Aufzug steht ein Zentrifugalregulator in Verbindung, der bei Ueberschreitung der normalen Geschwindigkeit eine Rolle festsellt und damit ein über die Rolle geführtes Seil bremst. Letzteres entriegelt einen unter der Aufzugsplattform angebrachten Gewichtshebel, der sodann eine kräftige Bremswirkung gegen die Führungen ausübt und den Fahrstuhl sanft zum Stillstand bringt.

Damit sind die eigentlichen Hebezeuge erledigt und es bleiben noch die Transportanlagen für Stück- und Massengüter.

Die *Robins Conveying Belt Co.*, New-York, stellte eine Kombination von drei Transportbändern aus, die unter Einschaltung einer selbsttätigen Wage, System *Richardson*, und eines selbsttätigen hin- und herwandernden Abwurfwagens das Material im Kreislauf führten. Die Ausstellung bot, von einigen konstruktiven Einzelheiten abgesehen, nichts eigentlich neues. Doch sei bemerkt, dass sich das Anwendungsgebiet der Fördergurte für schwere Stoffe immer mehr erweitert und dass sie ins-

besondere auch mehr und mehr zum Heben Verwendung finden. So ist das neue Kraftwerk der Untergrundbahn in New-York fast durchweg mit Bändern dieser Gesellschaft ausgestattet, die die Kohle vom Dock hereinbrin-

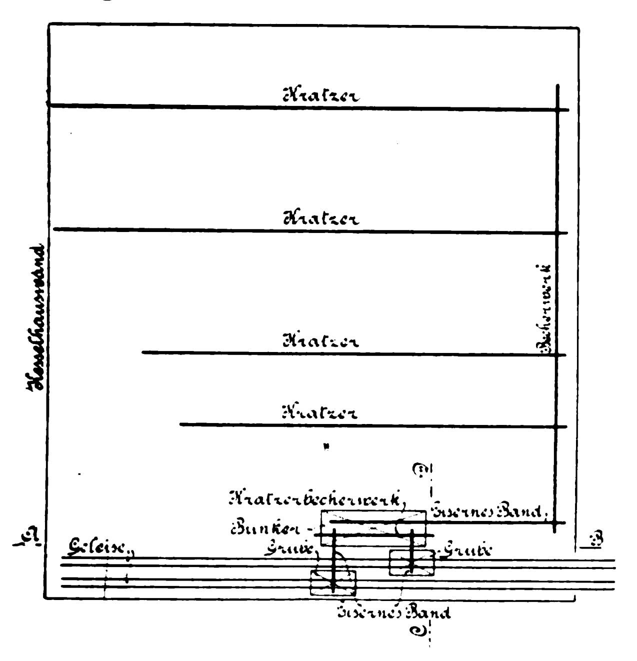
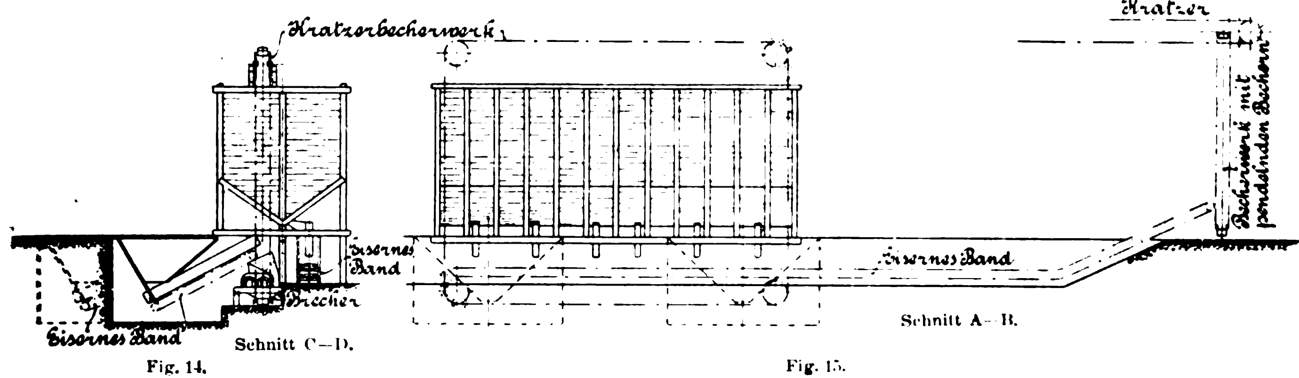


Fig. 13. Plan der Kohlen-Förderanlage im Kesselhaus.

gen, sie im Zickzack mit $22^{1}/_{2}{}^{0}$ Steigung über die Bunker heben und in letztere verteilen. Man hat hier Becherwerke vollständig vermieden.

Die *Link Belt Machinery Co.*, Chicago, hat die ge-



Schnitt C—D.

Fig. 14.

Schnitt A—B.

Fig. 15.

Kohlen-Förderanlage im Kesselhaus.

samte Kohlen- und Ascheförderung für das Kesselhaus der Ausstellung geliefert und damit eine sehr übersichtliche und zweckmässige Anlage geschaffen, die eine Anzahl der wichtigsten Färderertypen enthält. Das Kesselhaus liefert etwa 40 000 PS. Beim Entwurf der Förderanlage ging man von dem Gesichtspunkt aus, dass möglichst alle Kohle Nachts nach dem Kesselhaus geschafft und dort aufgestapelt werden sollte, damit der Verkehr in der Ausstellung nicht durch die Eisenbahnwagen gestört würde. Die Verteilung der Kohle auf die einzelnen Kessel dagegen konnte bei Tage, dem Bedürfnis entsprechend, geschehen.

Das führte zur Errichtung eines 500 t fassenden Behälters aus Holz, dem zunächst die gesamte Kohle von den Eisenbahnwagen aus zugeführt wird. Letztere sind als Selbstentlader ausgeführt und entleeren in zwei Gruben (s. Uebersichtsplan Fig. 13 und Schnitte Fig. 14 und 15), aus denen die Kohle durch ansteigende eiserne Bänder abgezogen wird. Die Platten, aus denen diese bestehen, sind nach unten gewölbt und bieten so dem Material einen besseren Halt. Dem Rande des Bandes entlang sind starke Bohlen gesetzt, die Herunterfallen der Kohle verhindern (s. Fig. 14). Von den Bändern gelangt die Kohle in Brechwerke, in denen sie auf etwa 25 mm zerkleinert wird, eine Grösse, die für die durchweg angewandten mechanischen Feuerungen verlangt wurde. Die Kohle wird nun dem Bunker durch ein Kratzerbecherwerk zugeführt. Diese Maschine, die Fig. 16 schematisch skiz-

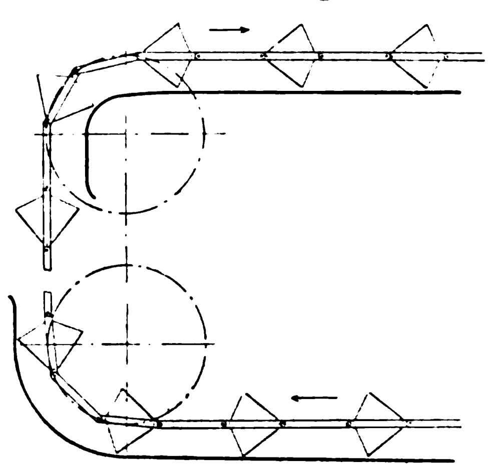


Fig. 16. Kratzerbecherwerk.

ziert, besteht aus einer Kette mit fest angeschlossenen Bechern, die auf dem unteren Strang das Material nach Art von Kratzern vor sich her schieben, sich beim Umlaufen der Eckrolle füllen und nun wie gewöhnliche Elevatoren wirken, bis auf dem oberen wagerechten Lauf wieder die Kratzerwirkung eintritt. Die Abgabe des Materials erfolgt durch Oeffnen eines Schiebers im Boden des Troges. Beim Abwärtsgang kann natürlich keine Förderung stattfinden.

Die Vorrichtung erfüllt denselben Zweck wie die bekannten Förderer mit pendelnden Bechern. Sie ist sehr

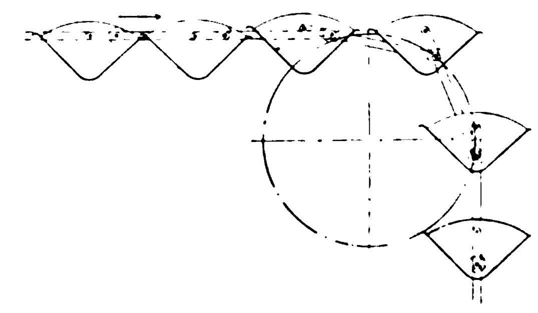


Fig. 17. Becherwerk der Link Belt Machinery Co.

viel einfacher und billiger als diese, verbraucht indessen mehr Kraft, macht mehr Geräusch und ist der Abnutzung stärker unterworfen, namentlich wenn härtere Stoffe gefördert werden. Auch greift sie die Kohle stärker an.

Die bisher aufgeführten Förderer haben die beträchtliche Stundenleistung von 100 t, während für den weiteren Transport, der während des ganzen Tages ununterbrochen vor sich geht, eine Leistung von 50 t genügend erschien. Der Behälter ist mit einer Anzahl Bodenklappen versehen, aus denen die Kohle durch ein anfangs wagerechtes, später ansteigendes, eisernes Band gleichmässig abgezogen und durch eine einfache Schurre einem Becherwerk mit pendelnden Bechern zugeführt wird (Fig. 15). Die Arbeitsweise dieses Förderers, der nach einem Patente der Gesellschaft gebaut ist, geht aus Fig. 17 hervor, während Fig. 18 die Einzelkonstruktion wiedergibt.

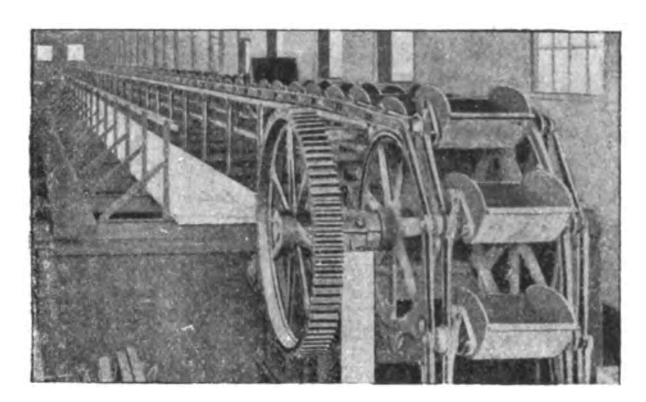


Fig. 18. Becherwerk der Link Belt Machinery Co.

Man hatte bei den älteren Vorrichtungen Schwierigkeiten mit dem Füllen der Becher. *Hunt* benutzt bekanntlich vollständig freischwingende, von einander unabhängige Becher, muss aber, damit keine Kohle dazwischen hindurchfällt, einen besonderen Füller anwenden, eine ziemlich schwerfällige, aus einer Art Hilfsbecherwerk bestehende Vorrichtung. Eine andere Firma lässt den Rand des einen Bechers über den des anderen greifen und kann jetzt das Material kontinuierlich in die Becher laufen lassen, doch können diese jetzt nur noch beim Aufstieg frei ausschwingen, während sie beim Abwärtsgang um 90° verdreht stehen und kein Material aufnehmen können. Das schliesst die Verwendung dieser Konstruktion in manchen Fällen aus. Die *Link Belt Machinery Co.* hilft letzterem Uebelstande ab. Sie lässt die Becher übereinandergreifen, hängt sie aber nicht zwischen, sondern ausserhalb der Gelenkpunkte an den verlängerten Kettengliedern auf. Wie aus Fig. 17 ersichtlich, heben sich jetzt die Becher, sobald sie an die Eckrolle gelangen, von einander ab und trennen sich hinreichend, um frei aneinander vorbei zu passieren. Diese Lösung darf als vorzüglich gelungen bezeichnet werden. Der Vorgang ist hier an dem Uebergang vom oberen wagerechten zum absteigenden Strange gezeigt, findet aber an den anderen Ecken in genau derselben bezw. umgekehrten Weise statt.

Die Becher und die Kettenglieder bestehen aus Temperguss, letztere werden indessen bei grossen Hubhöhen aus Schmiedeeisen hergestellt. Die Entleerung der Becher geschieht durch Umkippen, wie üblich.

Die Kohle wird in einen der vier Kratzer abgeworfen, die das Gebäude parallel den Kesselreihen durchqueren und diesen ihren jeweiligen Bedarf zuführen. Sie lassen die Kohle durch Oeffnungen im Boden des Troges in zylindrische eiserne Behälter von 5 t Fassungsraum fallen, von wo sie durch Rohre mit Universalgelenk den Feuerungen zugeführt wird. Wenn auch der Kratzer, was Kraftverbrauch, Abnutzung und Beschädigung der Kohle anbetrifft, als eines der unvollkommensten Fördermittel anzusehen ist, so war doch hier bei der geringen Weglänge und der kurzen Zeit, die jeder Förderer läuft, seine Verwendung aus wirtschaftlichen Gründen unbedingt gerechtfertigt. Er ist für einen Fall, wie den vorliegenden allen anderen Fördermitteln auch in der Hinsicht überlegen, dass die Abwurfstelle sich leicht und schnell wechseln lässt. In einzelnen Fällen ist zu seinen Gunsten weiterhin ausschlaggebend, dass die Förderrichtung leicht umgekehrt werden kann. Dieser Umstand hat z. B. bei dem schon erwähnten Krafthause der New-Yorker Untergrundbahn mit dazu geführt, zur Verteilung der Kohle an die Kessel Kratzer an Stelle von Bändern zu verwenden. Die Bunker und die Kessel liegen hier in parallelen Reihen, erstere über den letzteren, und man hatte also, da man jeden Bunker mit jedem beliebigen Kessel verbinden wollte, zu einem umkehrbaren Fördermittel zu greifen.

Alle Förderer sind einzeln durch Motore angetrieben. Soweit sie in der Höhe liegen, dienen zur Unterstützung einfache, aber gut ausgeführte, hölzerne Fachwerksträger. Wie schon erwähnt, besteht auch der Kohlenbunker aus Holz. Da diese Teile ziemlich weit von den Kesseln entfernt liegen, ist eine Entzündung durch die Kesselfeuer kaum zu befürchten. Die kleinen Behälter direkt über den Kesseln samt Unterstützungen sind aber aus Eisen. Im allgemeinen wendet man sich nach den schlimmen Erfahrungen der letzten Jahre in den Vereinigten Staaten feuersicheren Konstruktionen sehr stark zu.

Die Asche wird durch kleine Wagen in unterirdischen Gängen zu einem Elevator gebracht, der sie in Eisenbahnwagen verlädt.

Im Transportgebäude veranstaltete die *Link Belt Machinery Co.* eine weitere Ausstellung, die auf den Bedarf von Eisenbahnen besondere Rücksicht nimmt. Ausgestellt waren eine eigenartig konstruierte Schurre für Lokomotivbekohlung und ein Transporttisch für Frachtgüter, wie Kisten und Ballen. Derselbe besteht aus Holztafeln, die oben eine glatte Fläche bilden und halbkreisförmig ineinandergreifen, mit den Gelenken der Kette als Mittelpunkten der Halbkreise. Die Kette besteht aus Flacheisengliedern von etwa 1 m Länge und wird bewegt durch eine Hilfskette, deren Glieder nur ein Drittel so lang sind. Die letztere wird durch ein Kettenrad angetrieben, ist in einer Krümmung der Hauptkette parallel geführt und hat Vorsprünge, die in diese eingreifen und sie mitnehmen. Die genaue Ausführung dieses Antriebes scheint Schwierigkeiten zu haben, wenigstens bewegte sich der Fördertisch recht ungleichmässig und ruckweise. Es ist jedenfalls ziemlich schwer, die Teilung der beiden Ketten zu genauer Uebereinstimmung zu bringen, und selbst wenn dies gelingt, wird die Abnutzung, die sich bei der kurzgliedrigen Kette mit ihren vielen Gelenken stärker bemerkbar macht, bald eine Störung hervorrufen, wenn nicht auf die Konstruktion der Treibkette besondere Sorgfalt verwandt ist.

Eine andere, recht eigenartige Vorrichtung zum Transport von Kisten, Fässern usw. wurde von der *Alvey-Ferguson Co.*, Louisville, Kentucky, in der Maschinenhalle ausgestellt (Fig. 19). Dieselbe besteht aus Rollen von

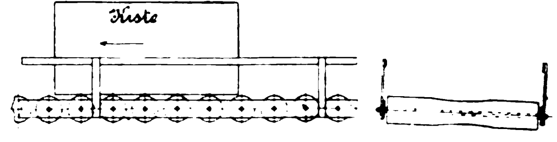


Fig. 19. Schwerkraftförderer der Alvey Ferguson Co.

etwa 100 mm Durchmesser, die nahe nebeneinander mit Zapfen in Flach- oder Winkeleisen gelagert sind. Der Rollengang ist unter etwa 5 v. H. Neigung verlegt, so dass eine darauf gelegte Kiste durch ihre eigene Schwere langsam abwärts gleitet. Kurven werden ebenso sicher genommen wie die gerade Strecke. Ein Schutzgeländer verhindert die Gegenstände am Abrollen. An Stellen, wo ein grösserer Höhenunterschied überwunden werden muss, kommen Wendelrutschen zur Verwendung. Durch Wei-

chen können verschiedene Förderstrecken beliebig aneinander angeschlossen werden. In der Ausstellung wurde ein vollständiger Kreislauf vorgeführt, in den ein geneigter Förderer eingeschlossen war, der die Kisten wieder auf ihre ursprüngliche Höhe brachte. Dieser schräge Elevator besteht aus zwei Ketten mit Querstangen, welche die Kisten erfassen und sie über die Tragrollen vorwärts schieben. Der Uebergang von der Schwerkraftförderstrecke zum Elevator macht der Firma noch Schwierigkeiten, da die erste Querstange die Kiste nicht richtig fasst, sondern darunter stösst, sie ein kurzes Stück mitnimmt und dann fallen lässt, wobei heftige Stösse auftreten, die für leichte Glasware und dergl. verderblich sein dürften. Erst die zweite fasst die Kiste regelrecht.

Die beschriebene Vorrichtung hat den grossen Vorteil, dass auf dem weitaus längsten Teil des Weges kein Zugorgan zur Verwendung kommt, das besonders bei zahlreichen Ablenkungen sehr sorgfältige Wartung erfordert, sowie dass das Fördergut leicht auf verschiedene Wege geleitet werden kann. Wenn der Förderer sich dauernd gut bewährt, dürfte ihm ein weites Feld offen stehen.

Will man nach dem Ergebnis der Ausstellung den amerikanischen Hebezeugbau mit dem deutschen vergleichen, so darf man sagen, der Vergleich fällt nicht zuungunsten Deutschlands aus. In beiden Ländern ist der Kranbau hoch entwickelt, und wenn vielleicht die amerikanischen Maschinen durch reichliche Verwendung von Gussteilen vielfach abgerundetere Formen aufweisen, so ist doch ein von einer guten deutschen Firma konstruierter Kran, was den Gesamteindruck anbetrifft, dem amerikanischen Fabrikat mindestens ebenbürtig, weil man das Gefühl hat, dass nirgends ein Kilogramm Eisen verschwendet ist. Was Einzelheiten anbetrifft, so ist es überraschend, dass das Senken der Last, eines der schwierigsten Probleme im Kranbau, in Amerika noch durchweg mit Lastdruckbremse geschieht, während die deutsche Praxis zum grösseren Teil zur elektrischen Bremsung, d. h. Motorkurzschluss, übergegangen ist. Dagegen ist es wohl als ein Fortschritt anzusehen, wenn die *Brown Hoisting Machinery Co.* das Hubwerk ihrer Dampfkrane durch eine Reibkupplung einrückt und so das in Deutschland noch übliche, recht primitive Einwerfen des Ritzels vermeidet. Eine wesentliche Weiterentwicklung der Elemente des elektrischen Kranes ist in beiden Ländern kaum zu erwarten, die Erfindung neuer Typen aber, die sich veränderten Forderungen anpassen, ist selbstverständlich immer noch möglich und wahrscheinlich. Das Gesagte gilt für die eigentlichen Hebemaschinen, d. h. Maschinen mit vorwiegend senkrechter Bewegung. Anders steht es da, wo es sich um vorwiegend wagerechte Bewegungen handelt, im Transportwesen. Hier ist man, sowohl in Fördermaschinen für Einzel- wie für Massengüter, noch keineswegs zu befriedigenden Ergebnissen gekommen. Das ideale Fördermittel für Bewegung von Massengütern auf kurze Strecken wäre ein Transportband von zwanzigjähriger Dauer, das in Kurven läuft und beliebige Steigungen nimmt. Davon ist alles, was bisher geschaffen ist, noch sehr weit entfernt. Aber gerade weil wir uns noch so weit vom Scheitel auf dem ansteigenden Ast der Kurve befinden. ist ein rascher Aufstieg zu erwarten. Uebrigens ist zuzugeben, dass Amerika in diesem speziellen Fache, nämlich der Massengüterbewegung auf kleine Entfernungen, immer noch voraus ist. Die Konzentrierung der Betriebe und die teure Arbeit bringen das ganz naturgemäss mit sich, und solange sich nicht die wirtschaftlichen Bedingungen ändern, ist für Deutschland wenig Aussicht vorhanden, diesen Vorsprung einzuholen.

Das Automobilwesen auf der Weltausstellung in St. Louis 1904.

Von Dipl.-Ing. **W. Pfitzner,** Assistent an der Technischen Hochschule zu Dresden.

(Schluss von S. 139 d. Bd.)

4. *Dampfwagen.*

Die Dampfwagen der beiden bereits genannten Fabriken: *Grout Brothers Automobile Company*, Orange, Mass. und *White Sewing Machine Company*, Cleveland, Ohio, sind äusserlich von einem Benzinautomobil kaum zu unterscheiden. Fig. 27 und 28 geben eine äussere



Fig. 27. Dampfwagen von Grout.

Ansicht eines *Grout*wagens ohne Kondensator vom Typus der *Oldsmobile-Runabouts* und eines *White*wagens mit Kondensator von etwas grösserer Leistung. Bei beiden Fahrzeugen ist die vorn befindliche Haube zur Aufnahme der Wasservorratsbehälter verwendet, die Kessel befinden sich unter dem ersten Sitzpaar. Ueber die Verteilung und die Zahl der notwendigen Hilfsapparate gibt Fig. 29, Grundriss des Untergestelles von *Grout*, nähere Auskunft. Es bedeutet:

1. Wasserbehälter, bei dem kleinen Fahrzeug von *Grout* 160 l fassend, genügend für eine Fahrt bis zu 70 km.
2. Handhilfspumpe für Wasser, die auf Steigungen den Mehrverbrauch an Wasser deckt.
3. Kessel, 40 cm Durchmesser, 40 cm hoch.
4. Selbsttätiger Oeler.
5. Ständig laufende Kesselspeisepumpe.
6. Dampfmaschine, liegend angeordnet.
7. Schalldämpfer für den Auspuffdampf, zugleich Vorwärmer für das Speisewasser.
8. Windkessel für die Brennstoffpumpe.
9. Brennstoffpumpe.
10. Hauptbehälter für den Brennstoff, meist Benzin, Inhalt 48 l, genügend für 130—140 km Fahrt.

Beim *White*wagen ist die allgemeine Anordnung ganz ähnlich, doch sind im Bau und in der Wirkungsweise der einzelnen Apparate wesentliche Unterschiede vorhanden.

Das *Grout*system ist das jeder gewöhnlichen Dampfanlage; in einem Röhrenkessel von mässigem Wasserinhalt wird der Dampf vorrätig erzeugt, in der kleinen umsteuerbaren (*Stephenson*sche Kulisse) Zwillingsmaschine wird er verbraucht, dann pufft er ins Freie aus. Dementsprechend ist das Arbeiten aller Hilfsapparate einge-

richtet. Eine Wasserpumpe *5* in Fig. 29, von der Maschine angetrieben, ergänzt den für die normale Leistung gehörenden Wasserverbrauch; findet bei ganz geöffnetem Einlassventil ein grösserer Dampfverbrauch statt,

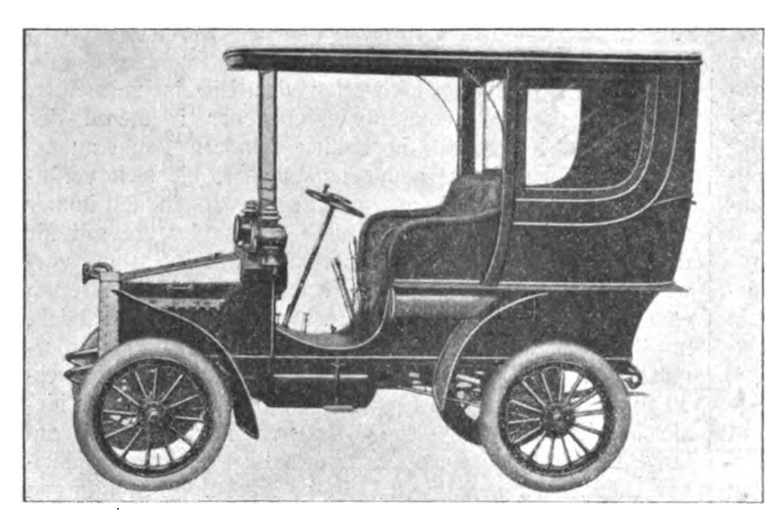


Fig. 28. Dampfwagen von White.

dann wird mit der Handpumpe nachgeholfen. Ebenso ist die Brennstoffzufuhr für den normalen Verbrauch selbsttätig, bei Mehrverbrauch muss ein Regulierventil nachgestellt werden. Auf das immerhin ziemlich komplizierte Brennstoffzuführungssystem lohnt es sich nicht, näher einzugehen. Nur über den Kessel sei noch bemerkt, dass er ein ganz normaler Siederohrkessel ist, 12 mm dicke Kupferrohre umschliessen je eine Flamme des grossen

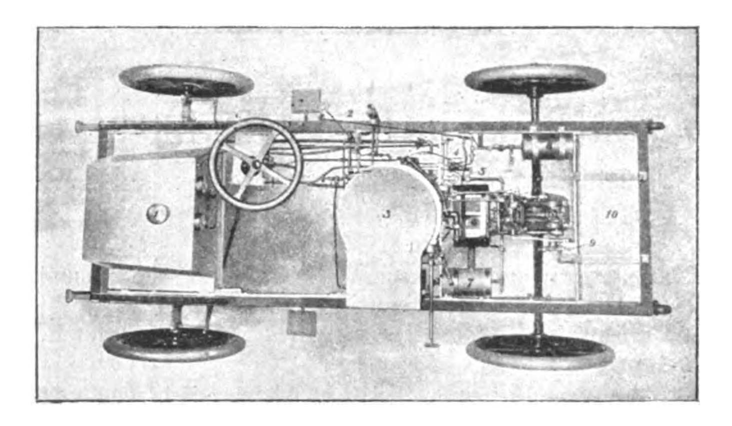


Fig. 29. Untergestell des Grout-Dampfwagens.

Bunsenbrenners. Ausgerüstet ist er mit einem unzerbrechlichen Wasserstandsglas, Manometer am Rückbrett der vorderen Haube und mit einem Sicherheitspfropfen, der bei Wassermangel ausschmilzt und den Dampf ausströmen lässt. Die Dampfspannung beträgt etwa 22 atm. Fig. 30 gibt ein Bild des Kessels mit danebenliegendem Brenner.

An der Maschine ist wenig bemerkenswert. Die *Stephenson*-Umsteuerung wird nur zum Umsteuern, nicht zur Füllungsänderung benutzt, die Regulierung geschieht ausschliesslich durch Drosselung des Dampfes. Ausgeführt wird die Maschine in zwei Grössen, 7,5 und 12 PS, bei dem grösseren Modell wird in der Regel ein Kondensator am Wagen angebracht.

Das *White*-System ist mehr für den Automobilbetrieb angepasst, bei ihm ist versucht worden, alle Bedienung auf ein Mindestmass zu beschränken und die Nachteile eines grösseren überhitzten Wasservorrates gänzlich zu vermeiden. An Stelle des Kessels wird ein Dampfgenerator benutzt, der momentan die erforderliche Dampfmenge erzeugt. Er besteht aus einem Bündel von Rohrschlangen, das nach Fig. 31 gewickelt ist. Jedes Rohrende einer Einzelspule ist nach oben geführt in einen Dampfsammelraum, von diesem führen vier Rohre wieder abwärts durch die Heizflamme, auf diese Weise einen Ueberhitzer bildend.

Die Lieferung des Speisewassers und des Brennstoffes ist allein von dem Dampfzustand abhängig gemacht. Das Feuer wird reguliert von der Temperatur, das Wasser von dem Druck des überhitzten Dampfes. An dem bereits erwähnten Ueberhitzerrohr befindet sich ein Thermostat, welcher Konstruktion, war leider nicht zu erfahren, das bei einer Temperatur über 390 ° C die Brennstoffzufuhr einschränkt bezw. ganz absperrt. Diese Einrichtung hat den Vorteil, dass ein Verbrennen der Rohre nie eintreten kann. Ist Wassermangel vorhanden, dann wird durch die rasch steigende Temperatur das Feuer sofort abgestellt. Die Regulierung soll sehr genau sein und innerhalb eines Spielraumes von nur 15 ° C stattfinden.

In ähnlicher Weise wirkt die Dampfspannung auf die Wasserzufuhr. Um das Saugventil der Speisepumpe ist ein Umlaufrohr gelegt, dessen Durchfluss von der Dampfspannung mit Hilfe eines Membranregulators geregelt wird, und zwar so, dass mit steigendem Druck das Umlaufrohr geöffnet wird. Der Zusammenhang aller Apparate ist demnach folgender: Eine in das Generatorrohrsystem eingespritzte Wassermenge bewirkt infolge der gleichzeitigen Abkühlung zunächst eine Vermehrung

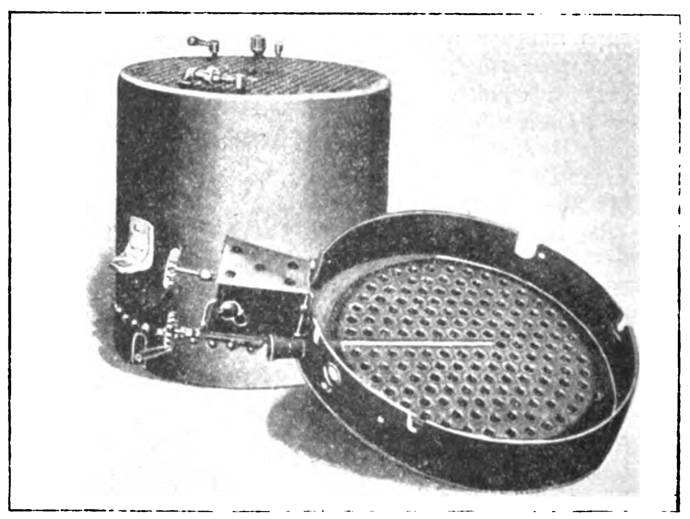


Fig. 30. Dampfkessel und Brenner von Grout.

der Brennstoffzufuhr, die Heizflammen werden stärker und es

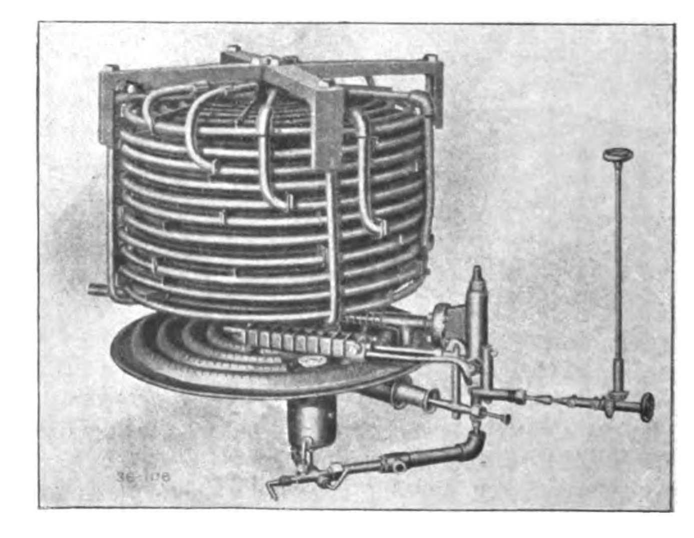


Fig. 31. Dampfgenerator von White.



findet eine heftige Dampfbildung statt. Der Druck steigt und öffnet das Umlaufrohr am Saugventil, so dass die Speisepumpe kein oder nur sehr wenig Wasser nachpumpt. Dies bewirkt weiter, dass der Dampf eine höhere Temperatur erreicht, er wird jetzt überhitzt; gleichzeitig wird die Heizung etwas zurückreguliert infolge der Ueberhitzung. Wird nun von der Maschine Dampf verbraucht, so sinkt die Spannung, der Umlauf an der Speisepumpe schliesst sich und es tritt neues Wasser in den Generator, in dem die Verdampfung wie vorher verläuft. Alle Vorgänge gehen natürlich ineinander über, es tritt ein Beharrungszustand ein, und zwar beträgt die Dampfspannung in der Regel 22—25 atm, die Ueberhitzung etwa 150 ^{0}. Der Führer des Wagens hat sich um nichts zu kümmern, die Dampfmenge wird immer dem Verbrauch entsprechend von selbst erzeugt.

Die Dampfmaschine (Fig. 32 und 33), deren Platz beim *White*wagen nach dem Vorbild der Benzinfahrzeuge unter der vorderen Haube ist, ist eine Zweifachverbund maschine mit *Stephenson*scher Kulissensteuerung, die Zylinderdurchmesser betragen 75 und 125 mm bei 80 mm Hub. Der Kurbeltrieb und alle anderen beweg. ten Teile sind staubdicht in einem gemeinsamen Gehäuse eingekapselt, an die Maschine sind angeschlossen die Speise- und Kondensatorpumpen, senkrecht übereinander angeordnet und von einem besonderen Exzenter zwischen den beiden Zylindern angetrieben (Fig. 32), sowie eine Luftpumpe, die von einem Kreuzkopf bewegt nach Bedarf durch seitliches Wegdrehen abgeschaltet werden kann (Fig. 33). Der Membranregulator für die Speisepumpe ist in Fig. 32 ganz links zu sehen. Die Einstellung der Kulisse erfolgt mit einem Handhebel, der sich seitlich am Wagen befindet, durch Vermittlung des in Fig. 33 sichtbaren Winkelhebels. Das Hauptdampfventil wird von einem auf der Steuersäule befindlichen Handrädchen (Fig. 28) bedient, zum Anfahren kann mit Hilfe eines Pedales Frischdampf in den Niederdruckzylinder gegeben werden.

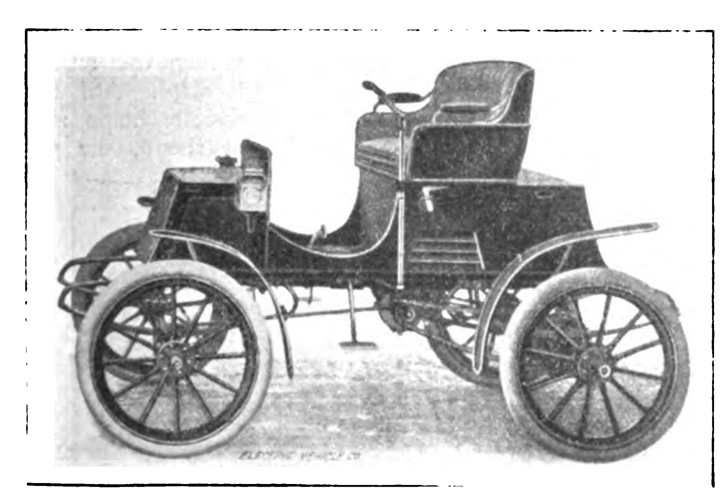


Fig. 34. Leichtes Automobil der Columbiawerke

Von der vornstehenden Maschine führt eine Gelenkwelle nach der Differentialhinterachse, ohne Zwischenschaltung eines Wechselgetriebes, die Maschine ist also so reichlich bemessen, dass nur mit Hilfe von Füllungsänderungen das notwendige Drehmoment erzielt wird.

Der an der Vorderfläche der Motorhaube angebrachte Kondensator ist im wesentlichen wie ein Kühler an Benzinwagen gebaut, nur ist er entsprechend der grösseren Wärmemenge in seinen Dimensionen reichlicher. Ein Ventilator zur Verstärkung des Luftzuges wird nicht benutzt. Im ganzen macht das Fahrzeug einen sehr guten Eindruck.

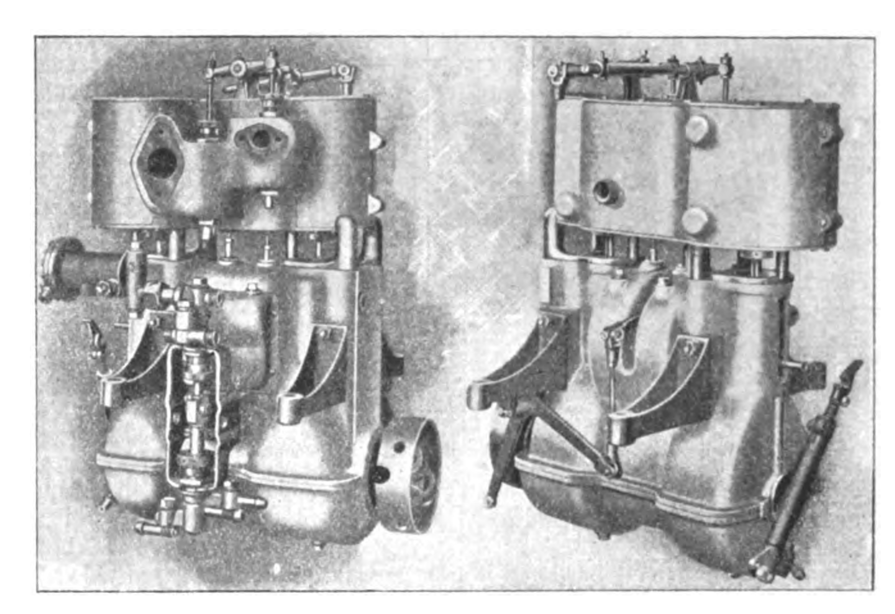


Fig. 32. Fig. 33.
Dampfmaschine des Whitewagens.

5. *Elektrisch betriebene Fahrzeuge.*

Die Elektromobile sind in den Vereinigten Staaten sehr viel verbreitet, und zwar beherrschen sie fast ausschliesslich das Gebiet der schweren Lastwagen. Leichte Fahrzeuge für Personenverkehr gibt es weniger; zu nennen wäre an erster Stelle der leichte Wagen der *Electric Vehicle Company*, Hartford, Conn., die die bedeutendste Ausstellung elektrischer Fahrzeuge in St. Louis vorführte. Das kleine, von der Form des Benzinrunabouts ebenfalls nur wenig abweichende Fahrzeug ist in Fig. 34 dargestellt. Es ist sehr leicht gebaut, die Batterie unter den Sitzen belastet die beiden Achsen verhältnismässig günstig. Bemerkenswert ist die Aufstellung des Motors, der am gefederten Wagenrahmen angebracht ist und demgemäss nur wenig unter den Stössen beim Fahren zu leiden hat. Er treibt zunächst mit einem Stirnräderpaar eine Vorgelegewelle, die dicht an seinem Gehäuse sitzt, und von dieser aus mit Kettentrieb die Hinterachse. Diese musste, da nur ein Motor zur Verwendung kommen sollte, als Differentialachse ausgebildet werden.

Der Einfluss der Konstruktion der kleinen Benzinwagen ist nicht zu verkennen, ebenso das Bestreben, einen recht leichten und billigen Wagen zu schaffen. Früher würde man kaum bei einem elektrischen Fahrzeug eine zweifache mechanische Uebersetzung angewendet haben, um den Wirkungsgrad hoch zu halten, da der Kraftvorrat in der Batterie immer sehr beschränkt ist. Lieber nahm man entsprechend schwerere und natürlich auch teurere Motoren, um mit einer Uebersetzung auszukommen. Hier ist nur *ein* leichter, schnellaufender Motor verwendet, der das Gewicht und den Preis niedrig zu halten erlaubt: Der Anschaffungspreis des Fahrzeuges ist etwa der halbe gegenüber dem für einen Wagen mit zwei Motoren und nur unwesentlich grösserer Leistung, die Betriebskosten sind dagegen höher. Die Leistung des Wagens beträgt mit einer Batteriefüllung ungefähr 65 km, die grösste Geschwindigkeit ist etwa 24 km/St. Der Fahrschalter liegt dicht unter den Sitzen und erlaubt drei Geschwindigkeitsstufen vorwärts und zwei rückwärts. Die Hinterachse ist mit Kugellagern ausgerüstet.

Die viersitzigen Fahrzeuge derselben Firma sind alle mit zwei Motoren ausgerüstet, die Leistung beträgt durchschnittlich dieselbe. Die Motoren sitzen hier unmittelbar an der Hinterachse, deren Räder sie nur mit je einem Zahnradpaar antreiben, eine Anordnung, die bei fast allen anderen Firmen zu finden war. Erwähnt sei noch, dass

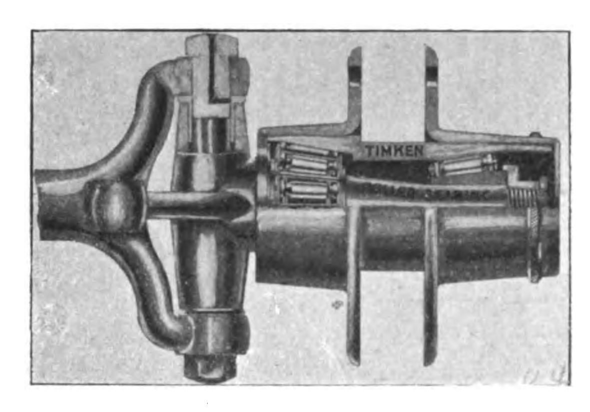


Fig. 35. Rollenlager der Timken Roller Bearing Axle Company.

die *Columbiawerke* Versuche mit den *Edison*-Akkumulatoren (s. D. p. J. 1904, **319**, S. 476 u. f.) im Gange haben.

Von schweren Lastwagen waren ausser den bereits beschriebenen, zur Personenbeförderung in der Ausstellung dienenden Fahrzeugen noch mehrere in der Halle ausgestellt, die aber im wesentlichen dieselbe Einrichtung wie jene zeigten. Neben den Lastwagen der *Columbiawerke* für 5000 und 1000 kg sei erwähnt der Lastwagen der *Vehicle Equipment Company,* Brooklyn N.-Y., von 5000 kg Tragfähigkeit. Seine Batterie von 1200 kg Gewicht ruht auf einem Untergestell von 2300 kg, so dass das Leergewicht des Wagens 3500 kg beträgt, eine recht erhebliche Menge. Zwei Motoren von je 6 PS verleihen dem Fahrzeug eine höchste Geschwindigkeit von 8 km/St., mit einer Ladung können bis zu 50 km zurückgelegt werden. Auch diese schweren Wagen laufen auf Gummi.

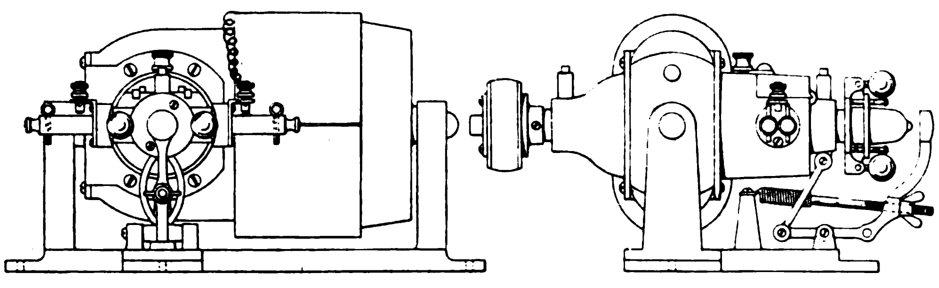


Fig. 36. Fig. 37.
Dynamoelektrische Zündung von Motsinger.

Die wenigen anderen elektrischen Fahrzeuge, die zum Teil noch in der Abteilung für allgemeinen Wagenbau aufgestellt waren, boten nichts bemerkenswertes.

6. Einzelteile.

Wie schon eingangs erwähnt, waren Einzelteile von Motoren usw., Hilfsapparate und dergl. nur sehr wenig ausgestellt. Einiges Aufsehen erregte die *Timken Roller Bearing Axle Company*, Canton, Ohio, die ein konisches Rollenlager praktisch vorführte, von dem Fig. 35 einen Begriff gibt. Das Lager ist mit Kapsel versehen, die kegelförmigen Rollen laufen beiderseits auf besonderen, gehärteten Büchsen; diese haben zur besseren Führung der Rollen zwei rund herumlaufende Schienen, die in eingedrehte Nuten der Rollen eingreifen. Die Lager, die z. B. von der *St. Louis Motor Carriage Company* für die Radachsen verwendet werden, sollen sich gut bewähren.

Grössere Beachtung verdiente und fand eine Zündvorrichtung für Explosionsmotoren, die sich, wie es scheint, drüben schnell einführt. In den Vereinigten Staaten hat sich unsere Magnetzündung bisher nur wenig eingebürgert, meist benutzt man drüben die Hochspannungskerzenzündung, und zwar mit einer kleinen Akkumulatorenbatterie und einer Dynamomaschine zugleich. Man hat so den Vorteil, die Motoren bequem mit der Batterie andrehen zu können und ist doch wieder ziemlich unabhängig von fremden Stromquellen, da die Dynamo die Batterie wieder auflädt und während der grössten Zeit des Betriebes den Zündstrom unmittelbar liefert. Solcher kleiner Dynamomaschinen sind mehrere Arten in Verwendung. Ein Uebelstand bleibt dabei immer der Akkumulator, der aber bisher nicht weggelassen werden konnte, weil die kleinen Dynamomaschinen nur bei höherer Umdrehungszahl genügende Spannung erzeugten, oder weil sie, wenn für niedere Tourenzahlen gebaut, bei den hohen Umdrehungszahlen verbrannten.

Der Selbstzünder *(Auto-Sparker)* der *Motsinger Device Manufacturing Company,* Pendleton, Ind., bildet in dieser Beziehung einen Fortschritt, er vermeidet die Akkumulatorenbatterie vollständig. Er ist so eingerichtet, dass er schon bei kleineren Geschwindigkeiten, die beim Andrehen mit der Hand bequem erreicht werden, genügende Spannung zur Hervorbringung eines Zündfunkens liefert, und die Gefahr der Verbrennung vermeidet er, indem er bei hohen Tourenzahlen sich selbsttätig von dem Antrieb ablöst und langsamer läuft. Das verwendete Prinzip ist nicht neu, die Dynamomaschine wird durch Reibräder angetrieben und bei unzulässigen Geschwindigkeiten mit Hilfe eines Zentrifugalregulators von dem antreibenden Reibrade abgehoben. Interessant ist die konstruktive Ausführung.

In Fig. 36 und 37 ist das Wesentliche dargestellt. Die ganze Maschine, in der Form dem alten zweipoligen Dynamomodell von *Siemens & Halske* nicht unähnlich, ruht in zwei Zapfenlagern, um die sie von einem Hebelwerk gedreht werden kann, das von dem auf dem einen Wellenende sitzenden Zentrifugal-Pendelregulator verstellt wird. Auf der andern Seite der Welle ist die Antriebsreibscheibe aufgesetzt, aus hart gepresstem Papier bestehend, die ge-

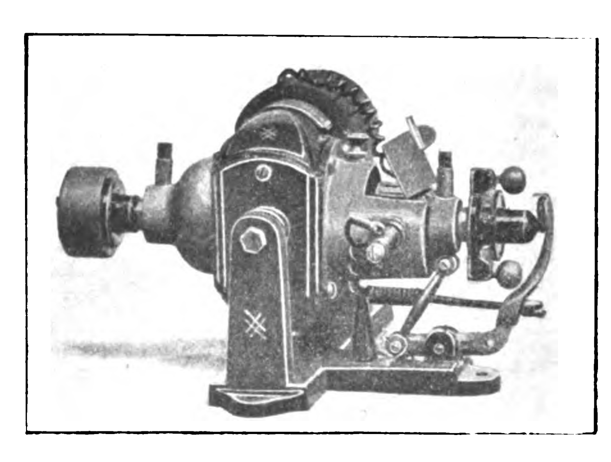


Fig. 38. Dynamoelektrische Zündung von Motsinger.

wöhnlich an dem Umfang des Motorschwungrades läuft. Eine Feder an dem Hebelmechanismus besorgt die Anpressung. Läuft die Maschine zu schnell, dann drückt die Muffe des Zentrifugalregulators mit der Stahlspitze gegen den am Wellenende stehenden Hebel, dieser übermittelt die Bewegung mit einer kleinen Schubstange auf das Dynamogehäuse, so dass sich nunmehr die Papierreibscheibe von dem Antriebsrade fortbewegt. Die

Grenztourenzahl kann mit der in Fig. 37 sichtbaren Regulierschraube geändert werden.

Das Auslösen findet sehr exakt statt, die Maschine arbeitet bei allen Geschwindigkeiten gut, wie es auf der Ausstellung zu sehen war. (Sie war die einzige Maschine in der Automobilabteilung, die im Betrieb vorgeführt wurde!) Bei 600 Umdrehungen i. d. Minute erzeugt sie schon drei Volt, als höchste Tourenzahl wird gewöhnlich 1200 eingestellt. Fig. 38 gibt eine äussere Ansicht des ganzen Apparates.

Auf die wenigen Ausstellungen von Laternen, Automobilsportartikeln und dergl. lohnt es sich nicht einzugehen. Es war nur wenig derartiges vorhanden und das Wenige war unvollständig; nicht eine einzige amerikanische Gummifabrik z. B. hatte Pneumatiks ausgestellt. Auch in diesen Kleinigkeiten zeigte sich, dass die Sonderausstellung für Automobile auf der Weltausstellung im ganzen eine Enttäuschung war.

Eine neue Wagengattung der Preussischen Staatsbahnen.

Die stetig wachsenden Anforderungen, welche der Handel und Verkehr an die Leistungsfähigkeit der Eisenbahnen stellen, haben in neuerer Zeit die Eisenbahnverwaltungen allgemein dazu geführt, auf eine Erhöhung der Tragfähigkeit der Güterwagen Bedacht zu nehmen, welche dazu bestimmt sind, die den Bahnen zugeführten Massen-

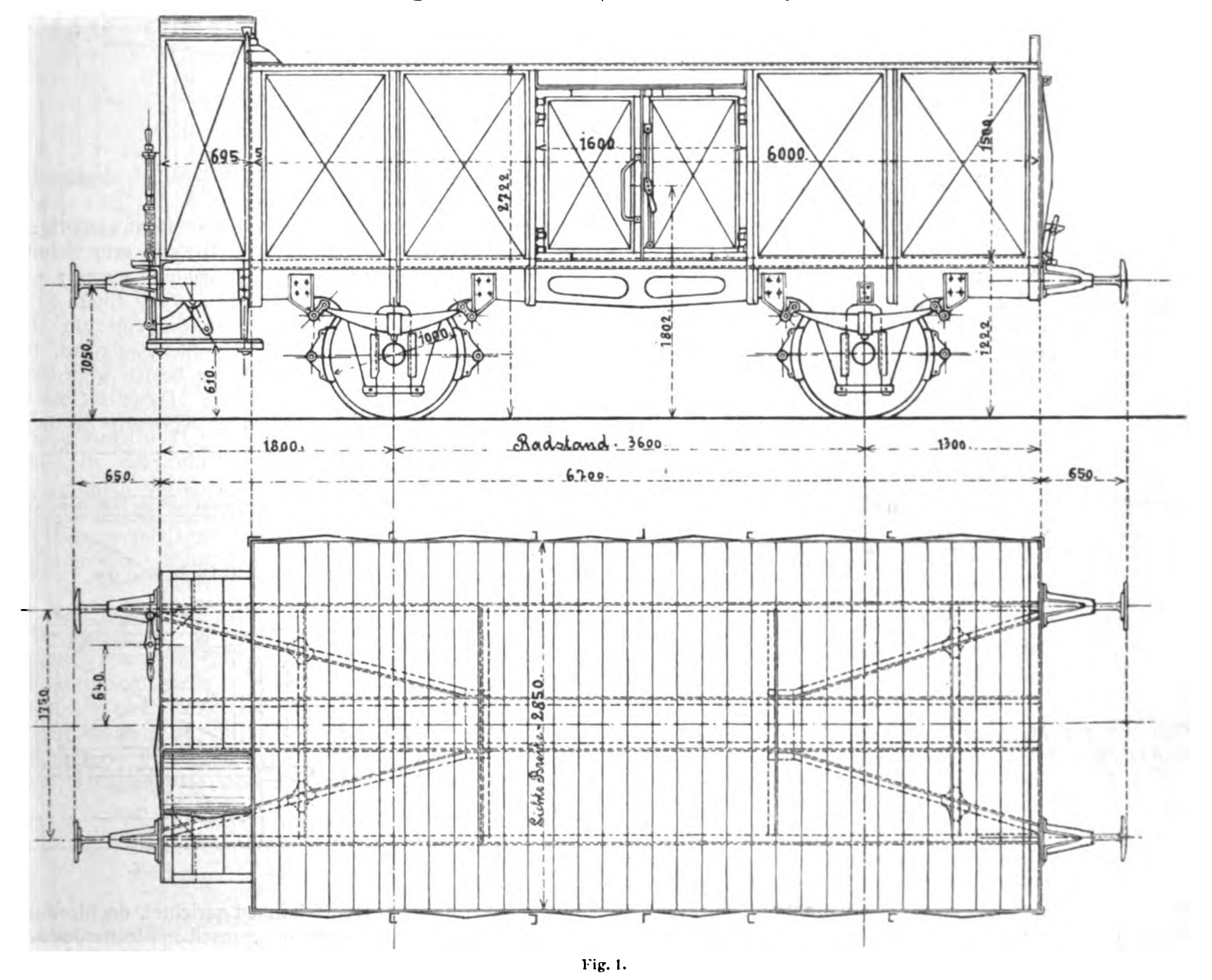


Fig. 1.

güter, wie z. B. Steinkohlen und Koks, Erze und Schlacken, Sand und Erden u. dgl. mehr, zu befördern. Wagen von hoher Tragfähigkeit setzen ja nicht nur die Eisenbahnverwaltung in den Stand, die an sie durch Massenbeförderungen gestellten Anforderungen besser und schneller zu bewältigen, sie bieten ihr auch wirtschaftliche Vorteile mancherlei Art, indem sie die Anschaffungs-, Unterhaltungs- und Transportkosten verbilligen und eine vollkommnere Ausnutzung der Beförderungsmittel ermöglichen.

Erwägungen solcher Art haben neuerdings auch die Preussische Staatseisenbahn-Verwaltung dazu bewogen, durch die Einführung offener Güterwagen von 20 t Ladegewicht zur Beförderung von Massengütern in der angedeuteten Richtung einen bedeutsamen Fortschritt zu machen, welcher hier besprochen werden soll.

Die genannte Verwaltung ging von folgenden Gesichtspunkten aus: In Rücksicht auf den auf den Preussischen Staatsbahnen und den anderen Bahnen, in die ihre Betriebsmittel übergehen, vorhandenen Oberbau sowie auf die bestehenden Brücken und um die neuen Wagen für die hier herrschenden Verhältnisse nicht allzu schwerfällig werden zu lassen, sollte das Gewicht des vollbeladenen Wagens im ganzen 30 000 kg und, auf den laufenden Meter seiner Länge berechnet, 3600 kg nicht überschrei-

ten. Ferner glaubte die Verwaltung aus verschiedenen Gründen von der Verwendung vierachsiger Drehgestellwagen und dreiachsiger Wagen Abstand nehmen zu sollen. Es blieb daher nur ein zweiachsiger Wagen mit höchsens 7500 kg Raddruck übrig. — Eine weitere Bedingung war, dass die Abmessungen der neuen Wagen den auf den Kohlengruben und anderweitig vorhandenen Belade- und Entladevorrichtungen angepasst und dass die Wagen sämtlich mit einer Handspindelbremse versehen werden sollten.

Die Aufgabe des Konstrukteurs war es, innerhalb der ihm durch die genannten Bedingungen gesteckten Grenzen den Wagen bei möglichst geringem Eigengewicht möglichst hohe Tragfähigkeit zu geben. Der Gedanke lag nun nahe, zur Erreichung dieses Zieles die in neuer Zeit auf dem Gebiete des Pressens von Blechen gemachten Fortschritte nutzbar zu machen, indem man die wichtigsten Teile des Untergestelles und des Kastens der Wagen, soweit es irgend angängig war, aus gepressten Blechen herstellte. Durch dieses Mittel konnte es gelingen, das

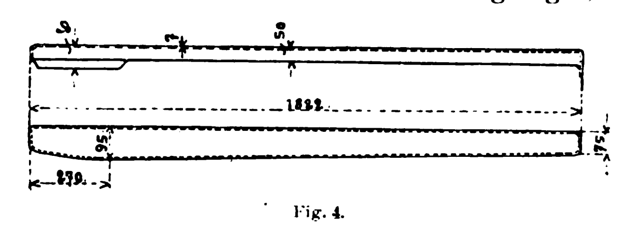


Fig. 4.

Gewicht des Materials ohne Einbusse an seiner Widerstandsfähigkeit zu vermindern und gleichzeitig den einzelnen Teilen die konstruktiv zweckmässigste Form zu geben.

Durch die vorgenannten, von der Königlichen Eisenbahndirektion Berlin angegebenen Grundlagen angeregt, hat die *„Königshütte“* ein Projekt für einen offenen Güterwagen ausgearbeitet. Aus den Beratungen über dieses Projekt, aus den auf der *„Königshütte“* angestellten Versuchen sowie aus den Erfahrungen, welche mit dreissig probeweise dort hergestellten Wagen gemacht wurden, ist die Bauart des offenen Güterwagens von 20 t Ladegewicht und 21 t Tragfähigkeit hervorgegangen, wie er auf den Preussischen Staatsbahnen zur Einführung gelangt und wie er in Fig. 1 dargestellt ist. Die *„Königshütte“* hat bereits mehrere Hundert dieser Wagen abgeliefert und die ersten von ihnen befinden sich etwa ein Jahr lang im Betriebe. Sie haben sich bisher gut bewährt und sich in allen ihren Teilen als genügend stark und zweckmässig erwiesen.

Bei dem vorgeschriebenen Höchstgewicht des vollbeladenen Wagens von 30 t und einer Tragfähigkeit von 21 t blieb nur 9 t für das Eigengewicht des Wagens einschliesslich der Bremse und des Bremserhauses übrig. Die dargestellte Konstruktion erzielt eine bedeutende Gewichtsersparnis vor allem bei den äusseren Längsträgern, die aus Stahlblech gepresst werden (s. Fig. 2). Ihr Querschnitt konnte an jeder Stelle den jeweilig auftretenden grössten Biegungsmomenten unter Berücksichtigung des Pufferdruckes angepasst werden. Die schweren Schmiedeteile für die Achsgabeln konnten dadurch erspart werden, dass man diese und die Tragbalken aus einem Stück herstellt. Während die beiden Langträger einschliesslich der Achsgabeln z. B. bei den 15 t-Kohlenwagen rd. 610 kg wiegen, beträgt das Gewicht der beiden gepressten Träger am 20 t-Wagen nur 410 kg. Dabei ist zu berücksichtigen, dass die Länge des Untergestells bei jenen Wagen 6 m und bei diesen 6,700 m beträgt und dass die Pressträger dennoch eine grössere Tragfähigkeit besitzen. Ihre Flanschen sind, entgegen der seither gebräuchlichen Anordnung, nach innen gerichtet, da hierdurch das Anpressen der Achsgabeln aus demselben Blechstück sehr erleichtert wird und die Befestigung der Querträger, die ebenfalls aus Stahlblech gepresst werden, sich ohne weitere Beschlagteile bewerkstelligen lässt.

Fig. 2.

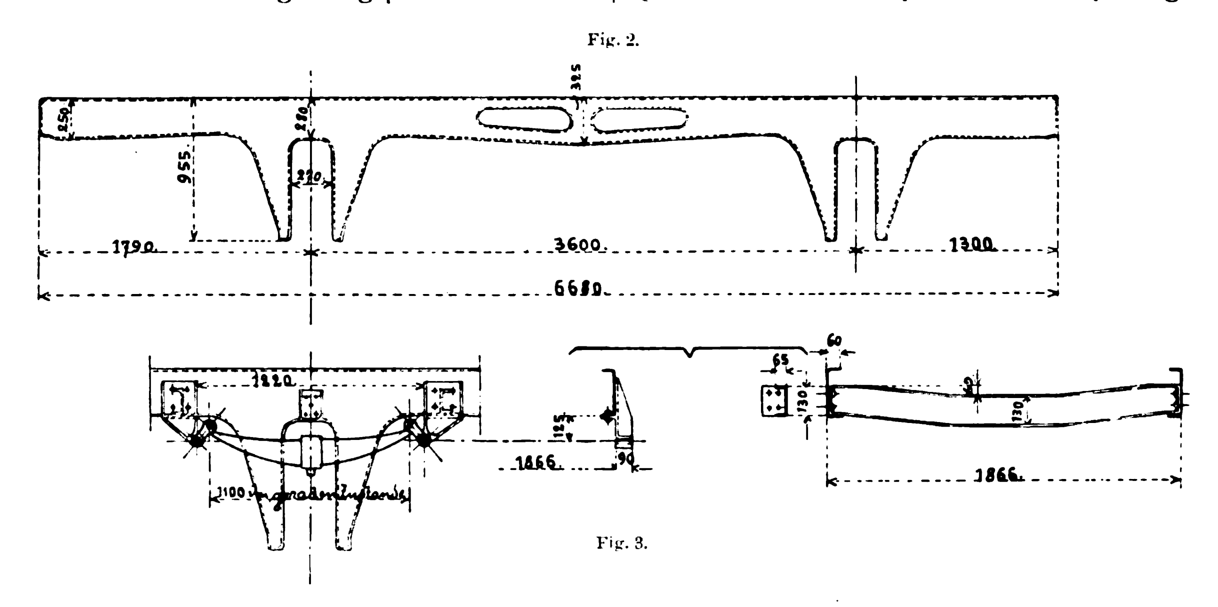


Fig. 3.

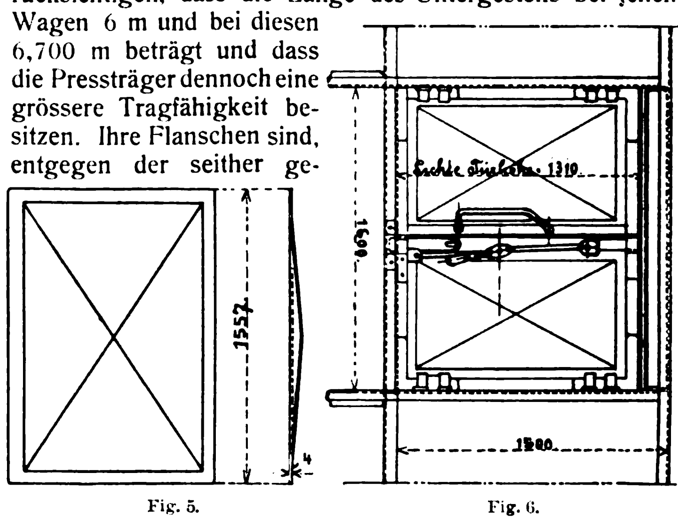


Fig. 5. Fig. 6.

Die Tragfedern (s. Fig. 3) sind an Stahlgussböcken aufgehängt, die seitlich an die Längsträger angenietet werden. Zum Auffangen der Federn im Falle eines Federbruches dienen auf der Bremsseite Kastentragarme, auf der anderen Seite Böcke, die ebenfalls aus Stahlblech gepresst und seitlich an den Längsträgern befestigt werden. Ein Umbiegen der Längsträger wird durch die Querträger verhindert.

Die Seitenwände erhalten die nötige Steifigkeit gegen seitliches Umbiegen zunächst durch die Rungen, welche deshalb in ihrem unteren Teile entsprechend kräftig ausgeführt werden, wie aus Fig. 4 ersichtlich ist. Zu den Seitenwänden selbst werden Flusseisenbleche von 4 mm, zu den Türen solche von 5 mm Stärke verwendet. — Durch Einpressen eines hohen Buckels in jede Blechtafel (s. Fig. 5) wird deren Steifigkeit gegen seitlichen Druck nach Möglichkeit erhöht. Derartige Wände besitzen übrigens auch schon die Kohlen- und Kalkdeckelwagen von 15 t Ladegewicht der Preussischen Staatsbahnen.

Für die Widerstandsfähigkeit des Kastens, deren Erhöhung nach den gemachten Erfahrungen wünschenswert erschien, ist es vorteilhaft, wenn die Wände, die bei den heute gebräuchlichen 15 t-Kohlenwagen aus verschiedenen, voneinander unabhängigen Teilen bestehen, zu einem festen Ganzen vereinigt werden. Dieser Zweck wird erreicht durch je einen Pressträger, welcher sowohl über jeder Seitentür als auch oberhalb der Stirnwandklappe angeordnet ist (s. Fig. 6 und 7).

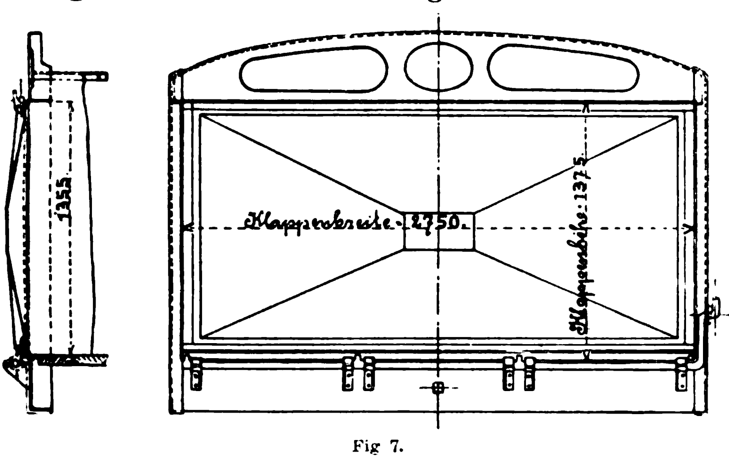


Fig 7.

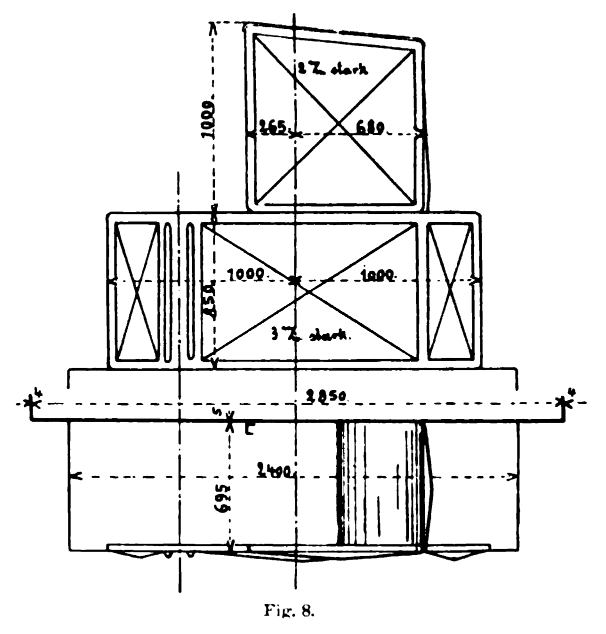


Fig. 8.

Der Verschluss der Seitentüren konnte jetzt in der Weise konstruiert werden, dass durch eine Vierteldrehung eines in der Mitte der Tür angebrachten Hebels, also durch einen einzigen Handgriff, sich am oberen und unteren Türende je ein kräftiger Riegel vorschiebt. — Bei der Stirnwandklappe wurde der Verschluss durch eine Daumenwelle beibehalten, da er sich gut bewährt hatte.

Bemerkenswert ist noch, dass die Eckrunge, welche auf der Seite ohne Bremse liegt und einen winkelförmigen Querschnitt hat, gepresst wird, damit man für eine solide Verbindung mit dem Träger über der Stirnwandklappe geschlossene Enden erhält. Das Pressen geschieht in der Weise, dass zwei Rungen zusammenhängend gepresst werden, so dass sie einen Kasten von [-förmigem Querschnitt bilden, der dann seiner Länge nach durchgefräst wird, so dass zwei symmetrische Teile entstehen.

Auch das Bremserhaus und das Brustblech für die Plattform (Fig. 8) bestehen aus gepressten Blechen, für welche, entsprechend ihrer höheren Steifigkeit, sehr dünnes Material verwendet werden konnte. So ist das Brüstungsblech für die Plattform 3 mm stark; seine Ausführung musste, um die Bremsspindel anbringen und die verschiedenen Bleche des Bremserhauses befestigen zu können, in der aus Fig. 8 ersichtlichen Form erfolgen. Die übrigen, zum Bremserhaus verwendeten Bleche sind nur 2 mm stark.

Radsätze, Achsbuchsen, Zug- und Stossvorrichtungen wurden unverändert gelassen. Die Tragfedern, die, wie überall gebräuchlich, als Blattfedern ausgebildet sind, wurden, um grössere Elastizität zu erzielen, um 100 mm länger gewählt als bei den jetzigen 15 t-Kohlenwagen und mussten deshalb elf Blätter statt zehn erhalten. Das Federblatt hat einen Querschnitt von 90 × 13 mm.

Auch die Bremsvorrichtung wurde bis auf eine unbedeutende Aenderung des Uebersetzungsverhältnisses beibehalten.

Nachdem der erste Wagen der vorstehend beschriebenen Gattung fertiggestellt worden war, wurden in der Waggonfabrik der *Königshütte* Probebelastungen mit ihm vorgenommen. Bei einer Belastung von 20 000 kg war eine grösste Durchbiegung des Langträgers von 3,4 mm, bei einer Last von 30 000 kg eine solche von 5,2 mm wahrnehmbar. Zwischen den Durchbiegungen an den Enden und in der Mitte der Achsen war ein messbarer Unterschied nicht zu bemerken. Das seitliche Ausweichen der unteren Flanschen der Längsträger war sehr gering.

Kleinere Mitteilungen.

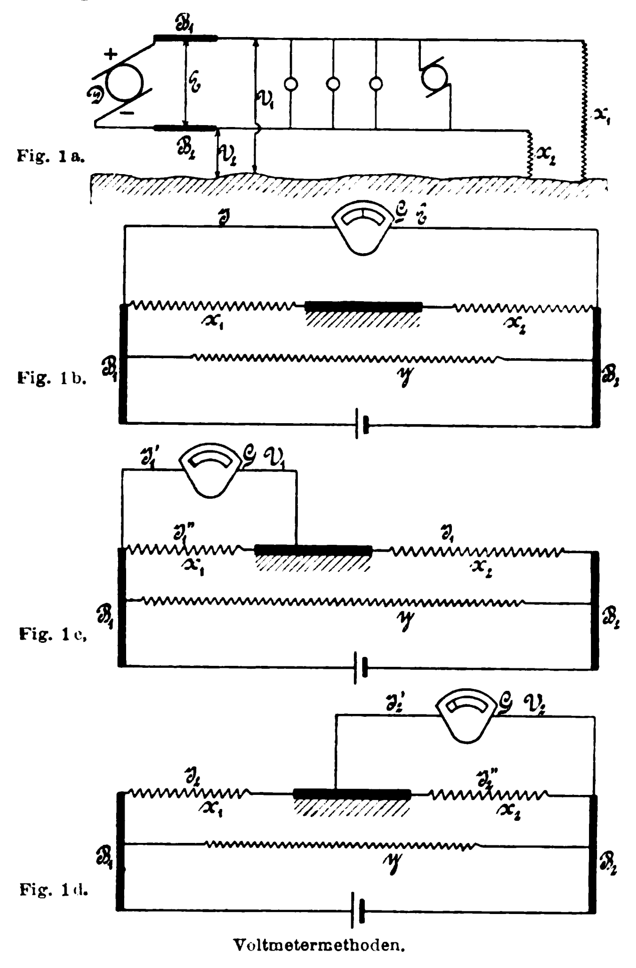
Messung des Isolationswiderstandes in elektrischen Anlagen.

In No. 21 des „Electrical World and Engineer" vom 21. Mai 1904 berichtet *Edwin F. Northrup* über zwei Verfahren, den Isolationswiderstand in elektrischen Anlagen während des Betriebes zu messen, die öftere Anwendung finden können.

1. Voltmeter-Methode: Fig. 1a sei das Schema einer elektrischen Leitungsanlage, in dem die Isolationswiderstände zwischen den Verteilungsleitungen B_1 und B_2 und der Erde durch x_1 und x_2 dargestellt sind. In Fig. 1b—d entspreche y dem jeweiligen unbekannten Widerstande aller eingeschalteten Lampen und Motoren. Je nachdem Gleich- oder Wechselstrom in der Anlage verwendet ist, muss man ein empfindliches Gleichstrompräzisionsvoltmeter oder ein Wechselstromvoltmeter mit möglichst hohem inneren Widerstand verwenden. Ist dieser Widerstand G des Instruments bekannt, so lassen sich durch drei Messungen die Isolationswiderstände x_1 und x_2 bestimmen. 1. Es wird die Spannung E zwischen den Verteilungsschienen B_1 und B_2 gemessen (Fig. 1b). 2. Es wird die Spannung V_1 zwischen B_1 und der Erde, also einem Gas- oder Wasserrohr gemessen (Fig. 1c). 3. Es wird die Spannung V_2 zwischen B_2 und der Erde gemessen (Fig. 1d.)

Ergibt die Ablesung in einem der beiden letzten Fälle nur Bruchteile eines Skalenstriches, so ist der Isolationswiderstand

zu hoch, als dass er mit dieser verhältnismässig unempfindlichen Methode gemessen werden könnte und man muss zu der Galva-



Voltmetermethoden.

nometermethode greifen; erhält man aber ablesbare Werte, so ergeben sich die Isolationswiderstände aus folgenden Gleichungen:

aus Schema 1c $J_1 = \frac{E}{x_2 + \frac{g \cdot x_1}{g + x_1}}$ . . . . 1)

ferner $J_1' = \frac{V_1}{g} = \frac{J_1 \cdot x_1}{g + x_1}$ und daraus $J_1 = \frac{V_1 \cdot (g + x_1)}{g \cdot x_1}$. 2)

aus Schema 1d $J_2 = \frac{E}{x_1 + \frac{g \cdot x_2}{g + x_2}}$ . . . . 3)

ferner $J_2' = \frac{V_2}{g} = \frac{J_2 \cdot x_2}{g + x_2}$ und daraus $J_2 = \frac{V_2 \cdot (g + x_2)}{g \cdot x_2}$. 4)

aus Gleichung 1 und 2 $\frac{E}{x_2 + \frac{g \cdot x_1}{g + x_1}} = \frac{V_1 (g + x_1)}{g \cdot x_1}$ . . 5)

aus Gleichung 3 und 4 $\frac{E}{x_1 + \frac{g \cdot x_2}{g + x_2}} = \frac{V_2 \cdot (g + x_2)}{g \cdot x_2}$ . . 6)

Durch einige Umformungen ergeben sich aus den Gleichungen 5 und 6 die Isolationswiderstände zu

$$x_1 = \frac{g \cdot (E - V_1 - V_2)}{V_2} \quad . . . . . 7)$$

und $$x_2 = \frac{g \cdot (E - V_1 - V_2)}{V_1} \quad . . . . . 8)$$

Wie man sieht, sind die Ausdrücke nur abhängig von dem Widerstand des Voltmeters G und den drei gemessenen Spannungen. Der Stromverlust durch Erdschluss berechnet sich zu

$$J_e = \frac{E}{x_1 + x_2} \quad . . . . 9)$$

Wenn der Widerstand des benutzten Voltmeters $g = 15000$ Ohm ist und die drei Messungen etwa ergeben haben:

$$E = 110 \text{ Volt}, \ V_1 = 1 \text{ Volt}, \ V_2 = 2 \text{ Volt},$$

so ergeben sich die Isolationswiderstände zu

$$x_1 = 0{,}8 \text{ Megohm}, \ x_2 = 1{,}6 \text{ Megohm}.$$

Da dies Zahlenwerte sind, die ohne weiteres in der Praxis vorkommen können, erkennt man, dass sich mit dieser Methode Isolationswiderstände bis zu zwei Megohm messen lassen.

Hat die eine Seite direkten Erdschluss, also $x_2 = 0$, dann ist $V_2 = o$; $V_1 = E$ und x_1 lässt sich nicht berechnen, die Methode versagt in diesem Falle. Ist dagegen

$$x_2 = \infty, \text{ also } V_1 = 0, \text{ dann ist } x_1 = \frac{g \cdot (E - V_2)}{V_2}.$$

2. Galvanometer-Methode: Dieselbe findet dann Anwendung, wenn grössere Genauigkeit verlangt wird, oder wenn der Isolationswiderstand zu hoch ist, um am Voltmeter ablesbare Ausschläge zu geben. Das Leitungsschema ist in Fig. 2a und 2b gegeben. Die Methode besteht darin, dass man die Verteilungsschienen

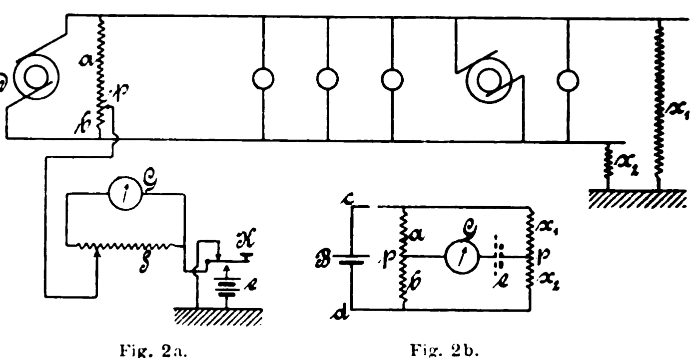


Fig. 2a. Fig. 2b.
Galvanometermethode.

durch einen entsprechenden Widerstand verbindet und nun mit Hilfe eines empfindlichen Galvanometers einen Punkt p derartig bestimmt, dass sein Potential in bezug auf den Generator das Gleiche wie das Erdpotential ist. Das Galvanometer ist mit einem dekadischen Nebenschluss versehen. Wie man aus Fig. 2a ersieht, wird das Galvanometer dann keinen Ausschlag geben, wenn

$$\frac{a}{b} = \frac{x_1}{x_2} = N \quad . . . . 10)$$

ist, wobei der Schlüssel K in seiner oberen Lage sich befindet. Legt man den Schlüssel K in seine untere Lage, und schaltet damit eine Hilfsstromquelle von e Volt ein, so ergibt sich der gesamte Widerstand des Stromkreises für diese Stromquelle zu

$$R = G + \frac{1}{\frac{1}{a + x_1} + \frac{1}{b + x_2}} \quad . . . . . 11)$$

Da man die Methode nur bei grossen Isolationswiderständen anwendet, etwa in der Grössenordnung von mindestens 1 Megohm, so kann man G, a und b im Vergleich zu x_1 und x_2 völlig vernachlässigen; man erhält dann die einfache Gleichung:

$$R = \frac{x_1 x_2}{x_1 + x_2}$$

oder mit Berücksichtigung von Gleichung 10)

$$x_1 = R (N + 1) \quad . . . . . . 12)$$

und $$x_2 = R \cdot \frac{N + 1}{N} \quad . . . . . . 13)$$

Bezeichnet d den Galvanometerausschlag und c die Konstante des Galvanometers bei 1 m Skalenabstand, so ist der Galvanometerstrom

$$i = \frac{e}{R} = \frac{d}{c} \text{ oder } R = \frac{e \cdot c}{d} \quad . . . . . 14)$$

Daraus ergeben sich für die Isolationswiderstände die Gleichungen:

$$x_1 = \frac{e \cdot c}{d} \cdot (N + 1) \quad . . . . . 15)$$

und $$x_2 = \frac{e \cdot c}{d\, N} \cdot (N + 1) \quad . . . . 16)$$

Für ein Galvanometer ist $c = 10^8$ ein mittlerer Wert, nimmt man nun folgende Werte an:

$$e = 100 \text{ Volt}, N = 2, d = 100,$$

so berechnen sich Isolationswiderstände von 150 und 300 Megohm. Schwierig wird die Messung erst dann, wenn im Netz durch Lampen oder Motore Isolationsfehler in die Leitung kommen, die keinen konstanten Betrag haben, sondern fortwährend sich ändern. In diesem Falle kann man nur ungefähre Werte durch die Messung erreichen.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Sammlung Göschen: Theoretische Physik, I. Mechanik und Akustik. Von Dr. *Gustav Jäger,* Professor der Physik an der Universität Wien. Mit 19 Abb. Dritte, verbesserte Auflage. Leipzig, 1904. Göschen. Preis geb. 80 Pf.

— **Chemie, anorganischer Teil.** Von Dr. *Josef Klein* in Mannheim. Vierte, verbesserte Auflage. Leipzig, 1904. G. J. Göschen. Preis geb. 80 Pf.

Aus Natur- und Geisteswelt: Aus der Vorzeit der Erde. Vorträge über allgemeine Geologie von Professor Dr. *Frech,* Breslau. Mit 49 Abb. und 5 Tafeln. Leipzig, 1905. B. G. Teubner. Preis geh. 1 M., geb. 1.25 M.

Bau und Instandhaltung der Oberleitungen elektrischer Bahnen. Von *P. Poschenrieder,* Oberingenieur der Oesterreichischen Siemens-Schuckert-Werke. Mit 226 Abb. und 6 Tafeln. München und Berlin. R. Oldenbourg. Preis geh. 9 M.

Repetitorien der Elektrotechnik. Herausgegeben von *Alex. Königswerther,* Elektroingenieur, Lehrer am Technikum Stadtsulza. XI. Band: **Elektrische Traktion.** Von *G. Sattler,* Ingenieur. Hannover, 1905. Gebr. Jänicke. Preis geb. 4.20 M.

Sammlung Schubert: Nichteuklidische Geometrie von *Heinrich Liebmann,* a. o. Professor a. d. Universität Leipzig. Mit 22 Abb. Leipzig, 1905. G. J. Göschen. Preis geb. 6.50 M.

Praktische Erfahrungen bei Anlage und Betrieb von Dampfwaschereien. Von *O. H. Erich,* Zivil-Ingenieur. Halle a. S., 1905. Carl Marhold. Preis geh. 4 M.

Technik und Ethik. Eine kulturwissenschaftliche Studie von Dr. *F. W. Foerster,* Privatdozent für Philosophie am eidgenössischen Polytechnikum und an der Universität Zürich. Leipzig, 1905. Arthur Felix. Preis geh. 1 M.

Die Entwicklung des Niederrheinisch-Westfälischen Steinkohlen-Bergbaues in der zweiten Hälfte des neunzehnten Jahrhunderts. Herausgegeben vom Verein für die bergbaulichen Interessen im Oberbergamtsbezirk Dortmund in Gemeinschaft mit der Westfälischen Berggewerkschaftskasse und dem Rheinisch-Westfälischen Kohlensyndikat. VII. Berieselung, Grubenbrand, Rettungswesen, Beleuchtung, Sprengstoffwesen, Versuchsstrecke. Mit 363 Abb. und 3 Tafeln. Berlin, 1904. Julius Springer. Preis des ganzen Werkes 160 M.

Jeeps Feuerungsanlagen. Ein Hilfsbuch für Studierende und Baugewerkschüler, Architekten und Baugewerksmeister, Fabriksbesitzer und Gewerbetreibende, Bauunternehmer und Hausbesitzer sowie für Hausmeister und Verwaltungsbeamte. In zweiter Auflage völlig umgearbeitet von *E. Wustand,* Herzoglicher Baugewerksschuldirektor zu Koburg. Mit 1145 Abb. Leipzig, 1905. Karl Scholtze & Co. (W. Junghans). Preis geh. 16 M.

Motoren für Gleich- und Wechselstrom. Von *Henry M. Hobart.* Deutsche Bearbeitung. Uebersetzt von *Franklin Punga.* Mit 425 Abb. Berlin, 1905. Julius Springer. Preis geb. 10 M.

Die Bauschule am Technikum in Biel. 29 Tafeln in Lichtdruck, 30 : 40 cm. Zürich-Stuttgart. M. Kreutzmannn. Preis in Mappe 20 fr.

Die Leichenverbrennungsanstalten (Krematorien). Von *W. Heepke,* Ingenieur. Halle a. S, 1905. Carl Marhold. Preis geh. 2,40 M.

Lehrhefte für gewerbliche Buchführung und Kalkulation. Auf Veranlassung der Gewerbekammer in Hamburg unter Mitwirkung der Berufsklassen herausgegeben von *A. Kasten,* Schulinspektor für das Gewerbeschulwesen und *W. Minetti,* Architekt und ord. Lehrer im Gewerbeschulwesen zu Hamburg. VII. Heft: Für Töpfer. Leipzig, 1905. H. A. Ludwig Degener.

Taschenbuch für Monteure elektrischer Beleuchtungsanlagen. Unter Mitwirkung von *G. Görling* und Dr. *Michalke.* Bearbeitet und herausgegeben von *S. Freiherr v. Gaisberg.* 28. umgearbeitete und erweiterte Auflage. München und Berlin, 1904. R. Oldenbourg.

Verlagskatalog von *Julius Springer* in Berlin, 1842—1904.

Zuschriften an die Redaktion.

(Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion).

Sehr geehrte Redaktion!

Wenn sich der Verfasser des Artikels „*Abstimmung in der drahtlosen Telegraphie*" in Heft 1 dieses Jahrganges Ihrer geschätzten Zeitschrift zu Anfang gerade auf die in letzter Zeit in dieser Zeitschrift zum Ausdruck gekommenen Ausführungen bezieht, so dürfte ihm ohne Zweifel mein Artikel (D. p. J. 1904, **319,** S. 209) bekannt sein.

Wenn er trotzdem bei der Erwähnung des Wellenmessers die Publikation des Herrn *Dönitz,* E. T. Z. 1903, heranzieht und die meinige übergeht, so würde ich zwar ein solches Verfahren keiner Beachtung würdigen, wenn die Publikation in einer anderen Zeitschrift erfolgt wäre, wobei ich die Bekanntschaft mit meinen Publikationen nicht voraussetzen darf.

So aber sehe ich mich veranlasst, auf meinen obengenannten Artikel hinzuweisen, worin am Schluss deutlich zum Ausdruck kommt, dass ich den von Herrn *Dönitz* beschriebenen Wellenmesser als ein Nebenprodukt anderer Arbeiten gefunden und bei Versuchen mit der österreichischen Marine in Pola bereits im Sommer 1902 mit Erfolg angewendet habe.

Was die übrigen etwas sanguinischen Ausführungen des Verfassers betrifft, so beschränke ich mich auf die Bemerkung, dass wohl bei keinem anderen Gebiete der Technik ein so grosser Unterschied zwischen Möglichkeit und Wirklichkeit besteht, wie gerade bei der drahtlosen Telegraphie. Was dort möglich ist, ist bereits von viel beredteren Zungen vor Jahren schon gepriesen worden, und doch ist bis heute kaum eines dieser Ziele *wirklich einwandfrei* erreicht worden.

Charlottenburg, 14. 1. 05.

Hochachtungsvoll

Dr. *A. Koepsel.*

Sehr geehrte Redaktion!

Auf die Bemerkungen des Herrn Dr. *Koepsel* erwidere ich folgendes:

Das Verdienst der erstmaligen Anwendung des Prinzips des Wellenmessers (besser Frequenzmessers) in der drahtlosen Telegraphie ist weder dasjenige von *Dönitz* noch von Dr. *Koepsel,* sondern lediglich von Dr. *Zenneck.* [1])

Ingenieur *Dönitz* hat vor etwa zwei Jahren den Apparat sehr hübsch technisch herausgearbeitet, nachdem der in demselben enthaltene regulierbare Kondensator nach den Angaben von Dr.

[1]) Vergl. Physikal. Z. No. 19, S. 587, 1904.



Koepsel entstanden war; keineswegs ist aber dieser Bestandteil mit dem Wellenmesser selbst zu identifizieren. *Koepsels* grossem Verdienste um die konstruktive Durchbildung der Apparatur überhaupt habe ich stets volle Anerkennung gezollt und ich füge gerne hinzu, dass die vorzüglichen Eigenschaften des vorerwähnten Kondensators viel zum Gelingen der später erzielten scharfen Selektion elektrischer Wellen beigetragen haben. Anderseits hat Dr. *Koepsel* keinerlei Anspruch darauf, das Abstimmungsproblem in seinen Prinzipien klargestellt oder entwickelt zu haben, im Gegenteil schienen seine Vorstellungen, soweit ich darüber Kenntnis erhielt, unklar und mystisch zu sein.

Durch die wiederholten Ausführungen des Herrn Dr. *Koepsel* in dieser Zeitschrift, dass in der Abstimmung bis jetzt Nichts geleistet sei, kann der Glaube erweckt werden, dass auch heute noch der status quo ante, d. h. wie zur Zeit seiner praktischen Tätigkeit in der Wellentelegraphie bestehe. Zweck meiner Abhandlung in Heft 1 dieser Zeitschrift war diesen Irrtum klarzustellen. Meine Darlegungen daselbst beruhen nicht auf „sanguinischen“ Auffassungen, sondern auf *tatsächlichen*, vor einwandfreien Zeugen *erreichten* und *jederzeit wieder zu verifizierenden Versuchsresultaten*. Die für die Praxis leitende Theorie, deren Entwicklung bekanntlich in erster Linie das Verdienst von Professor *M. Wien* ist, hat durch die Arbeiten von *Brandes*, *Mandelstam* und mir eine vollständige Bestätigung erhalten und zur Ausbildung einer sicheren weitgehenden drahtlosen Mehrfachtelegraphie geführt.

Die Tatsachen sprechen für sich selbst und können der „beredten Zungen“ entbehren, deren es in der Polemik über die Fragen der elektrischen Wellentelegraphie leider viel zu viel gegeben hat und noch heute gibt.

Berlin NW., 29. I. 05.

Hochachtungsvoll

Dr. *G. Eichhorn.*

Sehr geehrte Redaktion!

Nach dem Tone, den Herr *Eichhorn* in seiner Entgegnung anschlägt. verzichte ich auf eine weitere Diskussion, da ich wohl kaum zu befürchten brauche, den Eindruck zu erwecken. als ob ich darauf nichts zu erwidern wüsste, zumal da Dinge in die Diskussion gezogen werden, die in meinem Schreiben vom 14. 1. 05 überhaupt nicht erwähnt sind.

Ich glaube dies auch um so eher tun zu dürfen, als meine Verdienste um die drahtlose Telegraphie, speziell um das sogen. *Braun*sche System, in Fachkreisen genügend bekannt sind, als dass ich mich irgendwie darum zu bekümmern brauchte, ob meine Vorstellungen über das Abstimmungsproblem mit der Unerfahrenheit des Herrn *Eichhorn* übereinstimmen. Von einer Mehrfachtelegraphie, System *Brandes Mandelstam*, *Eichhorn*, habe ich allerdings noch nie etwas gehört.

Für mich ist die Sache hiermit abgetan.

Charlottenburg, 5. 2. 05.

Hochachtungsvoll

Dr. *A. Koepsel.*

Sehr geehrte Redaktion!

Zu dem *Koepsel*schen Schlussatz bemerke ich ergebenst, dass ich es getrost den Lesern dieser Zeitschrift überlassen kann, festzustellen, wer in die Polemik über meinen rein sachlichen und den Namen *Koepsel* gar nicht enthaltenden Aufsatz das agressive Moment eingeführt hat.

Ad rem resumiere ich kurz wie folgt: Ueber die ädaquaten Prinzipien zu einer drahtlosen Mehrfachtelegraphie hat zuerst *Mandelstam* in Gemeinschaft mit *Brandes* (beide Herren Assistenten bei Prof. *Braun*, Strassburg) theoretische und experimentelle Untersuchungen in Strassburg angestellt, ohne jedoch darüber etwas zu publizieren. Dann erschien die bekannte Arbeit von Prof. *M. Wien*: „Ueber die Verwendung der Resonanz bei der drahtlosen Telegraphie“ (Ann. d. Physik, Bd. 8, S. 686, 1902) und im Herbst 1902 begannen dann Dr. *Mandelstam* und ich auf solchen Prinzipien im grossen Masstabe die Abstimmungsversuche an den *Braun-Siemens* Ostseeversuchsstationen Sassnitz-Gr.-Möllen (170 km), welchen ich vorher etwa $1^1/_2$ Jahre allein vorstand und auf welchen ich eine bis dahin unerreichte Betriebssicherheit entwickeln konnte.

Die daselbst auf diese Weise ausgebildete drahtlose Mehrfachtelegraphie führte ich im Frühjahr 1903 den Vertretern des Torpedoversuchskommandos unter Führung des Hern Kpt. - Ltn. *Most* vor, und welche Feuerprobe sie bei der mehrtägigen Vorführung bestand, habe ich in meinem Buche: „Die drahtlose Telegraphie“ (Veit & Co., Leipzig) dargelegt. Die Bemerkung von *Koepsel* über meine angebliche Unerfahrenheit ist dadurch allein von selbst gerichtet.

Will man durchaus wieder von einem „System“ sprechen (obgleich das Wort wirklich schon zu ominös klingt), so müsste es „*Mandelstam-Wien*-System für drahtlose Mehrfachtelegraphie“ heissen; die viel zu grosse Bescheidenheit meines Freundes *Mandelstam* wird sich aber wohl dagegen sträuben.

Die notorisch feststehenden Tatsachen hätten mich eigentlich der Mühe überheben können, überhaupt in diese unfruchtbare Polemik mit Herrn *Koepsel* einzutreten.

Berlin, 20. 2. 05.

Hochachtungsvoll

Dr. *G. Eichhorn.*

Bekanntmachung.

Von dem *Königlichen Materialprüfungsamt Gross-Lichterfelde-West* geht uns die nachstehende Bekanntmachung zu, die wir unseren Lesern in deren eigenem Interesse *bei Erteilung von Prüfungsaufträgen an das Amt* zur Beachtung empfehlen.

Ueber die Aufgaben und Einrichtungen des Amtes gibt der Bericht: „Die Neuanlage des Königlichen Materialprüfungsamtes“ 1904, Bd. **319**, Heft 30—38 Aufschluss.

Die Redaktion.

Das Königliche Materialprüfungsamt hat bisher, um die Interessen seiner privaten Auftraggeber nach besten Kräften zu fördern, von der strengen Durchführung der Vorschrift Abstand genommen, nach der die Versuchsarbeiten erst nach Eingang der Gebühren oder eines Kostenvorschusses in Angriff genommen werden dürfen.

Da aber, namentlich in letzter Zeit, häufig Unzuträglichkeiten und Ausfälle aus diesem Entgegenkommen entstanden sind, muss dieses Verfahren bedauerlicherweise aufgegeben werden. Im Interesse der Antragsteller liegt es daher, mit dem Prüfungsantrage schon die Gebühren oder einen angemessenen Vorschuss einzusenden, oder bei Beträgen unter 40 Mk. auszusprechen, dass die Kosten durch Nachnahme erhoben werden sollen.

Der Gebührenbetrag kann aus der vom Amt unentgeltlich abzugebenden „Gebührenordnung“ ersehen werden; er wird auch auf vorherige Anfrage gern mitgeteilt.

Wenn häufigere Inanspruchnahme des Amtes beabsichtigt wird, empfiehlt es sich, einen für mehrere Anträge ausreichenden Vorschuss bei der Kasse des Amtes niederzulegen und nach den Abrechnungen über die Einzelanträge diesen rechtzeitig zu ergänzen.

Königliches Materialprüfungsamt.

A. Martens.

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

86. Jahrg., Bd. 320, Heft 11. **Berlin, 18. März 1905.**

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 80 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Eine neue amerikanische Druckluftpumpe.

Von **Georg v. Hanffstengel**, Chicago.

Die Aufgabe, Wasser und andere Flüssigkeiten mit Hilfe von komprimierter Luft zu heben, hat schon eine Reihe von Lösungen gefunden, von denen die in Fig. 1 dargestellte am bekanntesten ist. In das untere Ende des in den Brunnen gesenkten Steigrohres mündet ein zweites, nach aufwärts gekrümmtes Rohr, durch welches Luft unter einem der Höhe des Wasserspiegels entsprechenden Drucke eingeblasen wird. Die Luft mischt sich mit dem Wasser und steigt in Blasenform auf. Das nun in dem Steigrohre vorhandene Luftwassergemisch hat ein geringeres spezifisches Gewicht als das umgebende Wasser, wird infolge dessen in die Höhe gedrückt und tritt oben in kontinuierlichem Strome aus. Das spezifische Gewicht des Gemisches im Rohre ist oben geringer als unten, da die Luft sich mit Abnahme des Druckes ausdehnt.

Dieses System kann bei engen Brunnen angewandt werden, wo Kolbenpumpen nicht zu gebrauchen wären. Im Westen der Vereinigten Staaten, wo es unter dem Namen „*Pohle*sches System" bekannt ist, kommt es häufig zur Verwendung. Es hat den Nachteil, dass die Rohre ziemlich tief eingetaucht werden müssen, so dass der Brunnen oder Schacht zu entsprechender Tiefe unter den Flüssigkeitsspiegel zu treiben ist bezw. nicht ganz entleert werden kann. Damit Gleichgewicht vorhanden ist, muss die Tauchtiefe h zur Steighöhe h_1 im umgekehrten Verhältnis stehen wie die spezifischen Gewichte, und zur Ueberwindung der Bewegungswiderstände ist h noch zu erhöhen. Man kann natürlich die Tauchtiefe verkleinern, indem man durch Einblasen einer grösseren Luftmenge das spezifische Gewicht des Gemisches verringert, aber damit sinkt der Wirkungsgrad.

Unter dem Namen *Starrett-Pumpe* wird jetzt eine neue, von *D. W. Starrett*, Oakland, California, erfundene Pumpe in den Handel gebracht, deren Wirkungsweise[1]) Fig. 2 schematisch darstellt. Nehmen wir zunächst an, die Pumpenkammer sei gefüllt, das Steigrohr leer und kein Luftüberdruck vorhanden, so steht der Wasserspiegel in A und B auf derselben Höhe. Wird jetzt die Pressluft zugelassen, so sucht dieselbe durch das mit einer Drosselklappe versehene Rohr C und das Steigrohr zu entweichen. Je nach der Drosselung wird aber ein grösserer oder kleinerer Ueberdruck in A auftreten, der ein Steigen des Wasserspiegels im Rohre B hervorruft. Hierdurch wird die Luft im Rohre C von dem Steigrohre abgeschlossen, und es stellt sich darin derselbe Druck her wie in der Pumpenkammer. Die einen Ausweg suchende gepresste Luft drängt sich jetzt unter das in das Steigrohr übergetretene Wasser und schiebt dieses wie einen Kolben vor sich her.

[1]) Die Erklärung der Arbeitsweise ist den „Engineering News" vom 24. Nov. 1904 entnommen.

Sobald aber die Luft wieder durch das Drosselventil strömt, muss sich auch wieder ein Druckunterschied bemerkbar machen, der das Wasser im Rohre B in die Höhe drängt und die Luft abschliesst. Derselbe Vorgang wiederholt sich in rascher Folge, so dass im Steigrohre ein kontinuierlicher Strom von Luft und Wasser entsteht, der die Pumpenkammer A leert. Da sich die Luft während des Aufsteigens allmählich bis auf atmosphärische Pressung ausdehnt, wird ein Teil der Expansionsarbeit nutzbar gemacht. Dies ist als ein prinzipieller Vorzug gegenüber anderen, zum Heben von Säuren und dergl.

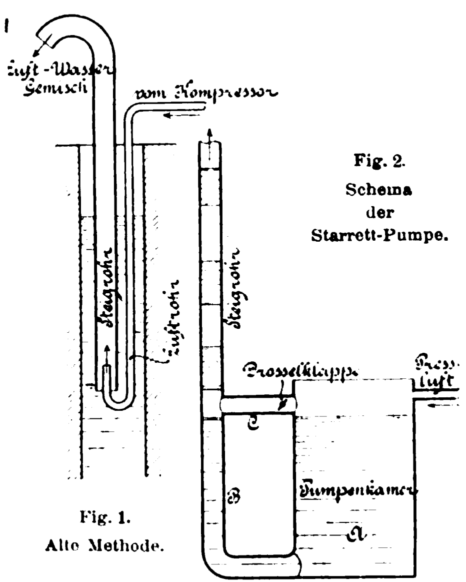


Fig. 1. Alte Methode.

Fig. 2. Schema der Starrett-Pumpe.

in kleinerem Masstabe ausgeführten Apparaten anzusehen, die nur mit Volldruck arbeiten.[2])

Die erforderliche Spannung der Luft ist von dem spezifischen Gewicht des Gemisches im Steigrohre und der Druckhöhe abhängig. Theoretisch könnte man, durch Einschaltung entsprechend langer Luftzwischenräume, mit einer gegebenen Spannung auf ganz beliebige Höhe fördern. Praktisch empfiehlt es sich natürlich, bei zunehmender Höhe den Druck zu steigern. Der Erfinder gibt an, dass z. B. zum Fördern auf 600 m eine Luftpressung von 10 oder höchstens 14 at notwendig sei. Die Rohrleitung ist nur dieser geringen Spannung entsprechend zu dimensionieren, was Kolbenpumpen gegenüber eine nicht unbeträchtliche Ersparnis ausmacht, sofern nicht der Rohrdurchmesser mit Rücksicht auf den von der Luft eingenommenen Raum zu vergrössern ist.

In Fig. 2 ist keine Wasserzuführung angegeben.

[2]) Vgl. *Hartmann & Knoke*, Die Pumpen.

Man kann das Wasser dadurch zum Eintritt in die Pumpenkammer zwingen, dass man diese auf eine der Luftspannung entsprechende Tiefe eintaucht. Dann hätte man aber dieselben Verhältnisse wie bei dem alten System. Deshalb hat der Erfinder eine Pumpe mit zwei Kammern konstruiert, die sich abwechselnd entleeren und füllen.

Aus Fig. 3 sind die Grundzüge der Konstruktion zu

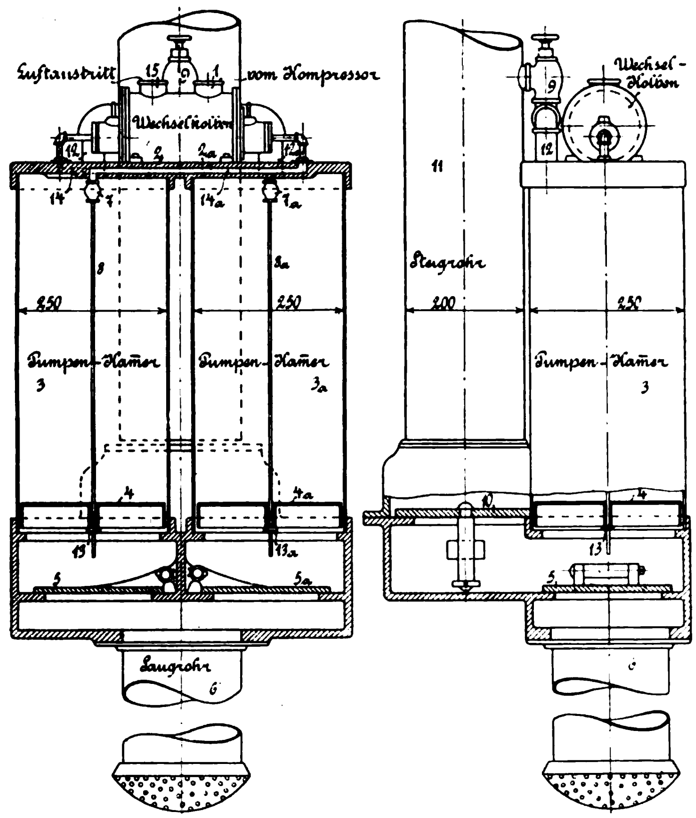


Fig. 3. Ausführung der Starrett-Pumpe.

ersehen. Die Druckleitung des Kompressors ist bei *1*, die Saugleitung bei *15* angeschlossen. Die Leitungen werden durch den Wechselkolben und die Oeffnungen *2*, 2_a abwechselnd mit den Pumpenkammern in Verbindung gesetzt. Angenommen, Kammer *3* sei voll, 3_a leer. Dann tritt durch Kanal *2* Pressluft in die Pumpenkammer *3* ein und entleert sie in der vorher beschriebenen Weise durch das Rohr *12* und das Ventil *9*, welches die Stelle der Drosselklappe einnimmt, in das Steigrohr. Während dieser Zeit war Kammer 3_a mit der Saugleitung verbunden und hat sich durch das Ventil 5_a mit Wasser gefüllt. Die Pumpe ist jetzt umzusteuern, was in folgender Weise geschieht. Der Schwimmer *4* trifft beim Entleeren der Druckkammer auf die Mutter *13*, öffnet damit das Luftventil *7*, das durch die Leitung 14_a mit dem Gehäuse des Wechselkolbens, dessen Detailkonstruktion mir nicht zugänglich war, in Verbindung steht und diesen herumwirft. Jetzt wird 3_a mit *1*, *3* mit *15* verbunden, und der vorher beschriebene Vorgang wiederholt sich mit vertauschten Kammern.

Den Apparat mit der Kompressorsaugleitung zu verbinden, wird wohl in den meisten Fällen nicht zweckmässig sein. Man wird lieber die Pumpe um einige Meter in das Wasser eintauchen, anstatt eine doppelte Luftleitung einzubauen und den Ansaugedruck des Kompressors unter die Atmosphärenspannung zu legen.

Dass der Apparat tatsächlich arbeitet, ist durch Ausführungen in grossem Masstabe erwiesen. Der Erfinder führt einige Versuche mit einer Pumpe an, die Kammern von 300 mm Durchmesser und 750 mm Länge, ein Steigrohr von 70 mm und ein Luftzuleitungsrohr von 38 mm hatte. Die Steighöhe betrug 28,5 m, mit vier rechtwinkligen Krümmern im Rohre, und die Luftspannung 1,75 at Ueberdruck. Die Resultate waren:

Leistung	265	296	174	l/min.
Wirkungsgrad	53,2	45,7	44,1	v. H.

Dabei wurde die gesamte Widerstandshöhe mit 39,5 m eingesetzt. Der Wirkungsgrad des Kompressors ist bei diesen Angaben nicht eingeschlossen.

Die „Engineering News" vom 24. Nov. 1904 führen weitere Versuche mit verschiedenen Luftpressungen an. Der Durchmesser des Steigrohres betrug 100 mm, die Förderhöhe 32 m.

Luftüberdruck kg/qcm.	Wirkungsgrad der Pumpe η_1	Wirkungsgrad der Kompression η_2	Gesamtwirkungsgrad $\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot 0{,}85$
2,87	42,5 v. H.	69,4 v. H.	25,0 v. H.
2,36	48,1	73,8	30,2
2,06	40,6	76,3	26,3
2,04	46,1	76,7	29,9
1,68	39,8	79,5	29,9
1,68	50,2	79,5	33,9
1,66	40,4	79,8	27,4
1,33	36,4	82,6	25,5
1,01	24,1	85,0	17,4

Bei der Feststellung des Gesamtwirkungsgrades wurde der mechanische Wirkungsgrad des Kompressors mit berücksichtigt und zu 0,85 angesetzt.

Nach dieser Tabelle hält sich der Wirkungsgrad, wenn man von dem letzten Wert absieht, angenähert auf derselben Höhe. Die Unstetigkeit der Resultate, für welche die „Engineering News" keinen Grund angeben, dürfte wohl dadurch zu erklären sein, dass das Drosselventil nicht immer so eingestellt war, wie es für die Wirkung unter gegebenen Verhältnissen am günstigsten gewesen wäre.

Im „Engineering Record" vom 29. Okt. 1904 werden einige Angaben über eine Pumpe gemacht, die in New-York ausgestellt war. Dieselbe förderte durch ein 100 mm weites senkrechtes Rohr 380 l/min. auf eine Höhe von etwa 95 m, bei einer Luftpressung von 2,6 bis 2,8 at. Am tiefsten Punkte des Steigrohres sowohl wie des Luftrohres waren Manometer angebracht, und es zeigte sich, dass der Druckunterschied 0,35 bis 0,42 atm betrug. Die Pumpenkammern hatten 300 mm Durchmesser und 1000 mm Höhe, also einen Kubikinhalt von 70 l. Bei der angegebenen Fördermenge, 380 l, würde der Wechselkolben sonach 5,4 Spiele i. d. Minute gemacht haben. Neben der Pumpe stand ein Tank, der ihr das Wasser mit geringem Druck zuführte.

Der Erfinder macht zugunsten seiner Maschine gegenüber Kolbenpumpen geltend, dass sie geringeres Gewicht und niedrigeren Preis hat, leichter aufzustellen bezw. aufzuhängen ist, da sie ohne Vibration arbeitet, und dass ferner die Leitungen auf geringeren Druck zu berechnen und wegen der zahlreichen Luftpuffer keinen Wasserschlägen ausgesetzt sind.

Die beschriebene Ausführung ist für Gruben bestimmt. Für enge Brunnen wird eine Pumpe gebaut, die auf demselben Prinzip beruht, aber weniger Raum wegnimmt, so dass sie sich leichter versenken lässt. Weitere Verwendungsgebiete erblickt der Erfinder in den für den Westen der Vereinigten Staaten äusserst wichtigen Bewässerungsanlagen, ferner in städtischen Wasserwerken, für welche die reinigende Wirkung der in das Wasser eingeführten Luft von Bedeutung sein soll. Auch für kleinere Wasserstationen in hohen Gebäuden oder auf Farmen, selbst bei Betrieb mit Handkompressor, könne das neue System vorteilhaft sein.

Wenn die oben angegebenen Wirkungsgrade, wie es den Anschein hat, richtig sind, so dürfte die neue Kon-

struktion tatsächlich in vielen schwierigen Fällen eine willkommene Lösung bieten.

Als ein Beispiel für die wissenschaftlich nicht immer streng richtigen Anschauungen, die noch bei einzelnen erfolgreichen Erfindern und Fabrikanten in Amerika herrschen, sei bei dieser Gelegenheit aus dem Katalog der ausführenden Firma, der von unverstandenen Ausdrücken und seltsamen Behauptungen strotzt, folgende Rechnung angeführt:

Mit einem einstufigen Kompressor und einer einstufigen Dampfmaschine ergibt sich nach den Versuchen eine Gesamtwirkung von im Durchschnitt . . . . 35 v. H.

Ersparnis durch Benutzung eines vierstufigen Kompressors . . . . 18 v. H.

Summa: 53 v. H.

Uebertrag: 53 v. H.

Ersparnis durch Benutzung einer Dampfmaschine mit dreifacher Expansion . . . . 38 v. H.

Somit Gesamtwirkungsgrad bei Benutzung eines vierstufigen Kompressors und einer Dampfmaschine mit dreifacher Expansion . . . . 91 v. H.

Zwei Seiten später heisst es, dass durch Anschluss der Pumpe an die Saugleitung des Kompressors der Wirkungsgrad um 25 v. H. gehoben wird.

Leider vergisst der Verfasser des Kataloges diese Zahl zu den 91 v. H. zu addieren. Sonst könnte man den Panamakanal sparen, denn Kalifornien brauchte keine Kohlen mehr!

Zur Entschuldigung des Erfinders möchte ich bemerken, dass der Katalog wahrscheinlich von einem Reklamespezialisten geschrieben ist, der die nötigen Begriffe aus Büchern zusammengelesen hat. Aber die Verantwortung übernehmen doch die Leute, die solche Sachen in die Welt schicken.

Die Bemessung der Auslassteuerung der Dampfmaschinen auf Grund der Ausströmungsgesetze.

Von **W. Schüle,** Breslau.

(Fortsetzung von S. 148 d. Bd.)

Der Verlauf der Ausströmlinie während des ***Kolbenrückgangs*** *auf grund der Gleichung 3).*

Wir gehen von dem Zustand im Totpunkt aus und nehmen an, dass der Ausströmkanal an dieser Stelle schon ganz geöffnet sei und bis + 90° Kurbelwinkel[13]) ganz offen bleibe. Von da ab soll er sich bis + 120° Kurbelwinkel der Zeit (dem Winkel φ) proportional schliessen (Fig. 13). Bei Exzenterantrieb ist diese Proportionalität oft sehr angenähert verwirklicht. Der allgemeinere

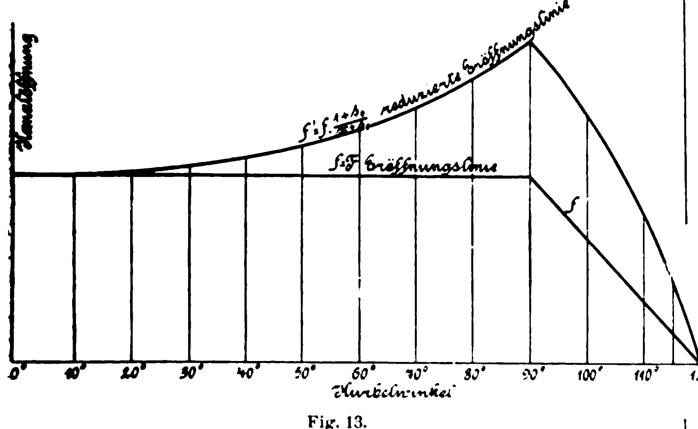


Fig. 13.

Fall, wo der Kanal im Totpunkt noch nicht ganz offen ist oder wo er überhaupt nur einen Augenblik lang offen bleibt, um sogleich die Schlussbewegung zu beginnen, lässt sich ebenso leicht behandeln, es treten jedoch bestimmte Beziehungen bei obiger Annahme schärfer hervor.

Mit 7 v. H. schädl. Raum wird also $x_0 + s_0 = 1{,}07$. Ferner wählen wir $k = 0{,}40$ (vgl. die Werte am Schluss) als reichlichen Mittelwert. Dann erhalten wir nach Gleichung V)

$$\log \frac{p_i}{p_0} = -\frac{0{,}23}{u} \cdot (\varphi - \varphi_a) \cdot \frac{f_m}{F}$$

für den Verlauf ohne Rücksicht auf die Kolbenbewegung, und nach Gleichung 3)

$$\log \left(\frac{p_i'}{p_0} \cdot \frac{x + s_0}{x_0 + s_0}\right) = -\frac{0{,}23}{u} \cdot (\varphi - \varphi_a) \cdot \frac{f_m'}{F}$$

für den wahren Verlauf der Ausströmlinie.

Wir setzen ferner die hintere (äussere) Zylinderseite voraus, dann ergibt sich für $\frac{r}{L} = \frac{1}{5}$ die reduzierte Oeffnungslinie f'. Die Werte $\frac{f_m}{F}$ sind konstant und gleich 1, bis die Schlussbewegung beginnt. Von da ab sind sie durch einfache Rechnung zu ermitteln. Die Werte $\frac{f_m'}{F}$ sind durch Planimetrieren bestimmt.

In Fig. 14 ist hiernach der Verlauf der Ausströmlinie für verschieden grosse Kontinuitätsgeschwindigkeiten $u = \frac{O \cdot c_m}{F}$ eingezeichnet ($u = 20$ bis 100 m/sek.), sowohl ohne Rücksicht auf die Kolbenbewegung (gestrichelt), als auch der wirkliche Verlauf. Die Fortsetzung der Linien wird von den Kompressionslinien (Hyperbeln) gebildet, in die sie stetig übergehen.

Als Anfangsspannung ist 1 kg/qcm (= 25 mm) angenommen. Für jede *andere* Anfangsspannung lässt sich die Ausströmlinie aus der Figur ableiten, indem man die Ordinaten der entsprechenden Linie im Verhältnis der wirklichen Anfangsspannung zu derjenigen der Figur vergrössert oder verkleinert.

Folgende wichtige Beziehungen erkennt man aus Fig. 14.

Bei 20 m/sek. Kontinuitätsgeschwindigkeit ist der Einfluss der Kolbenbewegung längs der gezeichneten Strecke gering und der Druck sinkt selbst bei der hohen Anfangsspannung von 1 kg/qcm ziemlich schnell auf 1,7 p_a.

Bei 30 m/sek. ist der Einfluss des Kolbens schon grösser und die Spannung sinkt überhaupt wesentlich langsamer.

Bei 60 m/sek. ist die Kolbenbewegung von sehr bedeutendem Einfluss und der Druck sinkt überhaupt *nur wenig.*

Bei 100 m/sek. sinkt der Druck fast gar nicht, sondern beginnt sogar kurz hinter dem Totpunkt zu steigen, und zwar etwa eben so rasch, wie er noch bei 60 m/sek. fiel.

[13]) Mit $+ \varphi°$ werden wir Winkel bezeichnen, die vom *Ausströmungstotpunkt* an gerechnet werden.

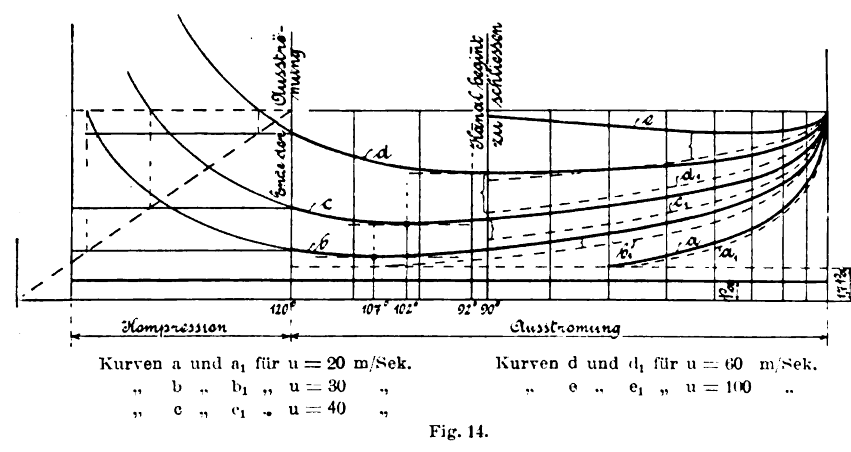
Es wird also hier, zum zweiten Male,[14]) die alte Regel bestätigt, *dass die zulässigen Werte für u zwischen 20 und 40 m/sek. liegen.* Die Figur lässt erkennen, dass Geschwindigkeiten von 100 m/sek. völlig unmöglich sind, da auch bei kleiner Totpunktspannung der Druck durch den Einfluss des zurückgehenden Kolbens wieder steigt.

Es ist nun wohl zu beachten, dass das hier gewählte Beispiel den *günstigsten Fall* vorstellt. Sehr häufig lässt sich volle Kanalöffnung im Totpunkt nicht erreichen und ebensowenig ein so grosser Ueberhub, dass der Kanal so lange wie in Fig. 14 voll geöffnet bleibt. Dann wird der Druck entsprechend *langsamer* sinken und die jeweils zulässigen Grenzwerte von u werden tiefer liegen müssen, d. h. wesentlich näher an 20 m/sek. als an 40 m/sek., was auch ganz in Uebereinstimmung mit der Erfahrung steht.

Bemerkenswert ist in Fig. 14 noch, dass der Beginn der eigentlichen Kompression in der Ausströmlinie selbst nicht zum Ausdruck kommt. Die Kompressionslinien erscheinen vielmehr auf eine beträchtliche Strecke nach rückwärts verlängert, und um so weiter, je grösser u ist. Man ersieht daraus, wie schwierig es ist, aus einem Dampfdiagramm zu entnehmen, bei welchem Kolbenweg der Auslass gerade abschliesst. Der *Ort* des tiefsten Punktes lässt sich auch ohne Integration der grundlegenden Differentialgleichung aus dieser selbst ermitteln, wie im nächsten Abschnitt gezeigt wird.

Ueber die Höhe des Gegendrucks und die kritischen Werte der Durchflussgeschwindigkeiten.

Aus Fig. 14 erkennt man, dass bei gegebenen Verhältnissen der Maschine und bestimmter Spannung im toten Punkt der kleinste Gegendruck, selbst ohne jede Rücksicht auf etwaige zusätzliche Widerstände durch lange Ausströmleitungen, nicht unter ein gewisses Mass sinken kann. Ist dieser kleinste Wert noch grösser als die 1,5-fache (genau 1,7 fache) Kondensatorspannung, so kann er aus Gleichung 3) berechnet werden, wenn erst die *Stelle* bekannt ist, wo er auftritt. Was eintritt, wenn der Druck schon *vor* dieser Stelle kleiner als 1,7 p_a geworden ist (bei Auspuffmaschinen), wird im folgenden ebenfalls zu erörtern sein.



Kurven a und a_1 für u = 20 m/Sek. Kurven d und d_1 für u = 60 m/Sek.
„ b „ b_1 „ u = 30 „ „ e „ e_1 „ u = 100 „
„ c „ c_1 „ u = 40 „

Fig. 14.

An der Stelle des kleinsten Gegendrucks ist die Ausströmlinie horizontal gerichtet, es ist daher $d\left(\frac{p_i'}{p_0}\right) = 0$. Aus der allgemeinen, auch für das Niederdruckgebiet gültigen Differentialgleichung Gleichung 2) folgt nun, dass

$$d\left(\frac{p_i'}{p_0}\right) \lessgtr 0 \text{ ist, wenn}$$

$$\psi \cdot \frac{133\, a \sqrt{x}}{\omega \cdot O \cdot H} \cdot f \cdot d\varphi + d\,(s_0 + x) \lessgtr 0 \text{ ist.}$$

Durch Division mit $d\varphi = \omega \cdot dt$ wird

$$\psi \cdot \frac{133\, a \cdot \sqrt{x}}{O \cdot H} \cdot f \lessgtr - \frac{d\,(s_0 + x)}{dt}.$$

Da nun $$\frac{d\,(s_0 + x)}{dt} = \frac{d\,x}{dt} = -\frac{c_x}{H}\text{[15])}$$

ist, worin c_x die Kolbengeschwindigkeit beim Kolbenweg x ist, so wird

$$\psi \cdot 133\, a \sqrt{x} \cdot \frac{f}{O} \lessgtr c_x.$$

Bezeichnen wir mit v_x die augenblickliche Durchflussgeschwindigkeit (nach dem Kontinuitätsgesetz), so ist

$$v_x \cdot f = c_x \cdot O,$$

womit unsere Bedingungsgleichung übergeht in

$$\psi \cdot 133\, a \sqrt{x} \lessgtr v_x \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 4)$$

Sobald also die Durchflussgeschwindigkeit diesen Wert überschreitet, fängt der Druck beim Kolbenrückgang an zu steigen. Verzeichnet man die v_x als Ordinaten zu den Kolbenwegen als Abszissen (vergl. Taschenbuch „Hütte"), so kann man aus der Geschwindigkeitskurve die kritische Stelle (den Beginn der „scheinbaren Kompression") ermitteln, wenn man die Grösse $\psi \cdot 133\, a \sqrt{x}$ kennt.

Für die *hohen Druckverhältnisse* (Kondensation) ist

$$\psi = \frac{1.92}{\sqrt{1 + \zeta}},$$

daher

$$\psi \cdot 133\, a \sqrt{x} = 256 \cdot a \cdot \sqrt{\frac{x}{1 + \zeta}}$$
$$= 256 \cdot k.$$

Die kritische Geschwindigkeit beträgt also

$$v_{kr} = 256 \cdot k \text{ m/sek.} \quad . \quad 5)$$

Mit $k = 0,4$ ist also

$$v_{kr} = 102,4 \text{ m/sek},$$

mit $k = 0,6$

$$v_{kr} = 153,6 \text{ m/sek.}$$

Hiernach sind in Fig. 14 die kritischen Stellen bestimmt worden; sie fallen mit den tiefsten Punkten der schon früher ermittelten Ausströmlinien zusammen.

Für die *kleinen Druckverhältnisse* $\left(\frac{p_i}{p_a} < \text{rd. } 1,5 \text{ bis } 1,7\right)$, also für *Auspuffmaschinen* allgemein und für Kondensationsbetrieb, falls der Ausströmdruck unter 1,5 . p_c sinkt, wird mit

$$\psi = \frac{6,3}{\sqrt{1 + \zeta}} \cdot \frac{p_a}{p_i} \sqrt{\frac{\frac{p_i}{p_a} - 1}{\frac{p_i}{p_a} + 1}}$$

$$838 \cdot k \cdot \frac{p_a}{p_i} \sqrt{\frac{\frac{p_i}{p_a} - 1}{\frac{p_i}{p_a} + 1}} \lessgtr v_x,$$

[14]) Vergl. Teil I, Fussbemerkung [7]).

[15]) x ist der *relative* Kolbenweg, daher ist $\frac{dx}{dt}$ noch mit H multipliziert zu denken, um c_x zu erhalten. Das negative Zeichen muss gewählt werden, weil sich der Kolben auf dem Rückweg befindet und daher $\frac{dx}{dt}$ negativ ist. In $\sqrt{x}$ ist x die spezifische Dampfmenge.



also $$v_{kr} = 838\,k \cdot \frac{p_a}{p_i}\sqrt{\frac{\frac{p_i}{p_a}-1}{\frac{p_i}{p_a}+1}} \quad . \; . \; . \quad 6)$$

Im Niederdruckgebiet gibt es also *nicht*, wie im Hochdruckgebiet, eine *einzige*, nur vom Ausflussfaktor k abhängige kritische Geschwindigkeit, sondern für jedes Verhältnis $\frac{p_i}{p_a}$ ist der Wert ein anderer. Es ist für

$\frac{p_i}{p_a} =$	1,05	1,1	1,3	1,5
$v_{kr} =$	$124 \cdot k$	$166\,k$	$233\,k$	$249\,k$

Bei $\frac{p_i}{p_a} = 1{,}5$ ist der Unterschied vom Hochdruckgebiet noch gering, woraus man schliessen kann, dass, wenn nötig, das Hochdruckgebiet bis $1{,}5\,p_a$ herab (praktisch) ausgedehnt werden kann.

Mit $k = 0{,}4$ werden die Werte

$$v_{kr} = \sim 50 \quad 66 \quad 93 \quad 100 \ \mathrm{m/sek}.$$

Im Niederdruckgebiet hört also der Druck erst auf zu fallen, nachdem er so klein geworden ist, wie es die augenblicklich herrschende Durchflussgeschwindigkeit gemäss der Gleichung 6) erlaubt. Ist an einer bestimmten Stelle mit dem Verhältnis $\frac{p_i}{p_a}$ der Ausdruck

$$838\,k \cdot \frac{p_a}{p_i}\sqrt{\frac{\frac{p_i}{p_a}-1}{\frac{p_i}{p_a}+1}}$$

kleiner als die Durchflussgeschwindigkeit an dieser Stelle, so sinkt der Druck weiter.

Wir tragen nun, um einen Ueberblick zu gewinnen, für eine bestimmte Steuerung, Maschine IV, weiter hinten (Fig. 29), die Werte von v_x als Ordinaten zu den Kolbenwegen als Abszissen auf. Zur Bestimmung von v_x zeichnet man am besten, falls die Untersuchung öfter oder für verschiedene Verhältnisse anzustellen ist, die Geschwindigkeitskurven des Kurbelgetriebes ein- für allemal auf $\left(\frac{r}{L} = \frac{1}{5}\right)$ und kann dann leicht $v_x = \frac{O}{f} \cdot c_x$ berechnen.

Nun bestimmen wir aus Gleichung 6) die zu v_x gehörigen (kritischen) Werte von $\frac{p_i}{p_a}$. Nach $\frac{p_i}{p_a}$ ist diese Gleichung vom dritten Grad, weshalb es bequemer ist, eine Kurve (Fig. 35) zu entwerfen, deren Abszissen $\frac{p_i}{p_a}$, deren Ordinaten gleich

$$\frac{p_a}{p_i}\sqrt{\frac{\frac{p_i}{p_a}-1}{\frac{p_i}{p_a}+1}}$$

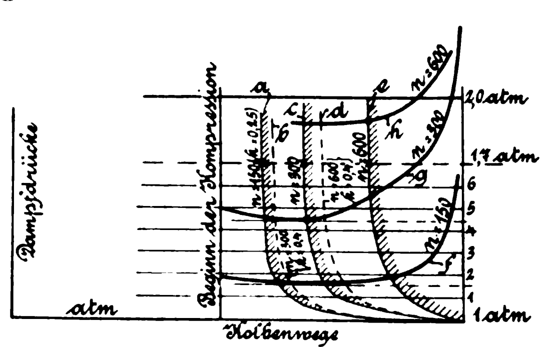
sind. Diese Kurve kann benutzt werden, um den zu

$$\frac{v_x}{838\,k} = \frac{p_a}{p_i}\sqrt{\frac{\frac{p_i}{p_a}-1}{\frac{p_i}{p_a}+1}} \quad ^{16)}$$

gehörigen Wert von $\frac{p_i}{p_a}$ unmittelbar abzugreifen.

In Fig. 15 sind nun die so erhaltenen Werte von p_i für $p_a = 1$ als Ordinaten zu den Kolbenwegen als Abszissen eingetragen, und zwar für verschiedene Grösse von u, wodurch die (schraffierten) Grenzkurven entstanden;[17] diese gelten also für die gleiche Steuerung, jedoch für verschiedene Werte von u. In derselben Figur sind einige Diagrammlinien von den Dampfdiagrammen der Maschine IV hinten eingetragen. Man erkennt, dass die Grenzkurven die Diagrammlinien in der Nähe ihrer tiefsten Punkte treffen, womit die Richtigkeit der Gleichung 6) erwiesen ist.

Zu einer Maschine mit konstanter Geschwindigkeit gehört *eine* ganz bestimmte Grenzlinie. Aus dieser lässt sich, wenn der Verlauf der Ausströmlinie in der Nähe des Totpunktes bekannt ist (Gleichung 3) genau für das Hochdruckgebiet, Gleichung 1) genähert für das Niederdruckgebiet) entnehmen, wie tief der Druck höchstens



Grenzkurve a für u = 10, k = 0,25 } oder u = 16, k = 0,4 } b
Grenzkurve b für u = 20, k = 0,4 c
Grenzkurve c für u = 20, k = 0,25 } oder u = 32, k = 0,4 } d
Grenzkurve d für u = 40, k = 0,4 e
Grenzkurve e für u = 40, k = 0,25 } oder u = 64, k = 0,4 } f
Ausströmlinien f für u = ∼ 10 m Sek.
Ausströmlinien g für u = ∼ 20 „
Ausströmlinien h für u = ∼ 40 „

Fig. 15.

sinken wird, indem man den Schnittpunkt der Ausströmlinie mit der Grenzlinie aufsucht. Man kann auch ermessen, um wie viel der Gegendruck *ansteigt*, wenn die Diagrammlinie infolge grösserer Anfangsspannung höher rückt. — Der Einfluss von u ist sehr bedeutend. Bei $u = 40$ m/sek., $k = 0{,}4$ sind, wie sich aus Fig. 15 abschätzen lässt, auch bei kleinen Spannungen im Totpunkt erhebliche Werte des kleinsten Gegendrucks zu erwarten.[18] Die Steuerungsverhältnisse sind jedoch besonders *ungünstige*, sehr hohe Kompression und frühzeitiger Beginn der Schlussbewegung.

[16]) Genauere Resultate kann man durch Anlegen einer Tabelle erzielen, in der für kleine Intervalle von $\frac{p_i}{p_a}$ die zugehörigen Werte

$$\frac{p_a}{p_i}\sqrt{\frac{\frac{p_i}{p_a}-1}{\frac{p_i}{p_a}+1}}$$

eingetragen sind. — Mit u steht v_x in dem Zusammenhang

$$v_x = \frac{\pi u}{2}\,\frac{F}{f} \cdot \sin\varphi\left(1 + \frac{r}{L}\cos\varphi\right).$$

[17]) Bei $\frac{p_i}{p_a} = 1{,}7$ gehen dieselben in eine vertikale Gerade über.

[18]) Die *Diagramm*linien der Fig. 15 liegen wegen der erschwerten Ausströmung ($k = 0{,}25$!) höher als gewöhnlich. In normalen Fällen ist höchstens $k = \sim 0{,}4$. Die Diagrammlinie für $u = 20$ m/sek. entspricht für $k = 0{,}4$ einer Kontinuitätsgeschwindigkeit von $20 \cdot \frac{0{,}4}{0{,}25} = 32$ m/sek.

Für Kondensationsmaschinen sind diese Betrachtungen von geringerer Bedeutung, da man die Ausströmlinie in den meisten Fällen ihrem ganzen Verlauf nach gemäss Gleichung 3) berechnen kann, woraus sich ganz von selbst auch die Grösse und der Ort des kleinsten Gegendruckes ergibt. Für Auspuffmaschinen ist dies anders, da nur der Druckabfall ohne Rücksicht auf die Kolbenbewegung nach Gleichung 1) berechnet werden kann. Die Gleichung 2) lässt sich eben für das Niederdruckgebiet nicht integrieren. In diesem Fall kann die „Grenzkurve" wertvolle Anhaltspunkte bieten.

Vergleich der entwickelten Formeln mit Diagrammen von Dampfmaschinen und Ableitung der Ausflusskoeffizienten für die verschiedenen Bauarten aus Versuchen.

Die im Vorangehenden aufgestellte Theorie der Dampfausströmung aus Dampfzylindern bedarf wie jede der Prüfung durch Vergleich mit wirklichen Verhältnissen. Wenn auch die *allgemeine* Uebereinstimmung kaum eine Frage ist, da sie sich auf Grund der bekannten Erfahrungen an den Dampfmaschinen von selbst ergibt, so kommt es doch hier ganz besonders auf den *Grad* der Uebereinstimmung an, da aus blossen groben Annäherungen oder aus idealen Verhältnissen nicht allzuviel Nutzen zu ziehen wäre. Es ist ferner zu bedenken, dass keine oder nur unzureichende Versuche vorliegen, aus denen die Durchgangswiderstände von *Wasserdampf* durch Rohrventile, Flachschieber, Kolbenschieber und Drehschieber, durch mehr oder weniger gewundene oder scharf gekrümmte Kanäle, durch Kanäle, die an verschiedenen Stellen des Ausflussgefässes, in verschiedenen Richtungen ansetzen, zu entnehmen wäre.[19]) Für Wasser im flüssigen Zustand besteht allerdings eine ganze Reihe hydraulischer Versuche, insbesondere von *Weisbach;* aber die Uebertragung der Ergebnisse auf Wasserdampf dürfte erheblichen Einwänden begegnen, weshalb an dieser Stelle ganz darauf verzichtet wird. Am sichersten ist es, die Dampfmaschine selbst zu benutzen und die Koeffizienten auf Grund der obigen Formeln aus den Dampfdiagrammen abzuleiten. Hierzu soll das Folgende einen *Beitrag* liefern. Die gleich einfache Anwendbarkeit der Formeln auf die allerverschiedensten Antriebsverhältnisse und Auslassorgane werden die folgenden Beispiele zeigen und ihre *Richtigkeit* wird erwiesen sein, wenn für den Durchflussfaktor *k* an verschiedenen Stellen der wirklichen Ausströmlinien und aus Versuchen an der gleichen Maschine unter veränderten Verhältnissen sich gleiche Werte ergeben. Sind endlich solche Werte in genügender Zahl und aus zuverlässigen Versuchen ermittelt, so wird die Wirkung einer bestimmten Auslassteuerung auf Grund der entwickelten Beziehungen mit hinreichender Sicherheit vorausbestimmt werden können. Letzteres war das von Anfang an vom Verfasser angestrebte Ziel.

[19]) Dies gilt auch von den Versuchen von *Gutermuth*, die im wesentlichen „einfache Mündungen" oder „kurze Ansatzröhren" betreffen.

Die Grössen, die zur Bestimmung des Ausflusskoeffizienten aus dem Druckverlauf bei der Ausströmung bekannt sein müssen, finden sich im I. Teil zusammengestellt. Da es sich also um sehr eingehende Versuche und dabei um die verschiedensten Steuerungsorgane handelt, so ist klar, dass von dem Verfasser, dem auch zu diesem Zwecke die Gelegenheit fehlt, nicht alle erforderlichen Versuche selbst angestellt werden konnten. Ausser einigen eigenen Versuchen an Ventilmaschinen mussten daher solche Versuche aus der Literatur herangezogen werden, die sich für den vorliegenden Zweck als geeignet erwiesen. Die im folgenden behandelten Versuche sind:

I. Versuche an einer *Wolff*schen Verbund-Lokomobile von 60 bis 70 PS mit Kondensation. „Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing.", 1888 (S. 772 und Tafel XXIX).
Steuerung am Niederdruckzylinder: Flachschieber mit *Trick*schem Einströmkanal.

II. Versuche an einer Einzylinder-*Corliss*-Maschine von *R. Dörfel.* „Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing.", 1889 (S. 1065 und Tafel XXXIX).
Auslassteuerung mit Drehschieber, Antrieb derselben durch Exzenter und Kulisse.
Versuche mit Mantelheizung, ohne Mantelheizung, mit Wassereinspritzung in die Dampfleitung. — Zwei verschieden grosse Kompressionsgrade.

III. Versuch an einer Einzylinderkondensationsmaschine mit *Sulzer* - Ventilsteuerung. Auslassventile durch unrunde Scheiben gesteuert. a) mit Nassdampf, b) mit überhitztem Dampf; mit gewöhnlichen Dampfdiagrammen und Falldiagrammen. — (Vom Verfasser.)

IV. Versuche von *L. C. Wolff* an einer kleinen Auspuffmaschine mit Muschelschiebersteuerung. „Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing.", 1901, S. 1772 unter dem Titel: „Zur Genauigkeit der Indikatordiagramme." — Tourenzahlen von 150 bis 1000 i. d. Min.

V. Versuch an einer Einzylinder-Auspuffmaschine mit *Sulzer*steuerung. Antrieb der Auslassventile durch unrunde Scheiben. — (Vom Verfasser.)

In diesen Beispielen sind somit die wichtigsten Antriebsarten (reiner Exzenterantrieb bei I und IV, durch Kulisse abgeänderter Exzenterantrieb bei II, unrunde Scheibe bei III und V) und auch die verschiedensten Auslassorgane (Flachschieber bei I und IV, Ventile bei III und V, Hahnschieber bei II; dagegen *kein* Kolbenschieber) vertreten.

Es ist klar, dass die vervielfältigten Diagramme auch im besten Falle nicht so genau sein können wie Originaldiagramme. Dies erwies sich jedoch als kein unbedingter Hinderungsgrund; es war in allen folgenden Fällen dank der guten Uebertragung hinreichende Uebereinstimmung zu erzielen. Die Steuerung war in Hinsicht ihrer Abmessungen nur in den Fällen II und IV ziemlich vollständig gegeben. In den anderen Fällen mussten die Dampfdiagramme teilweise herangezogen werden, um fehlende Grössen zu ergänzen. (Fortsetzung folgt.)

Die Steuerungen der Ventildampfmaschinen.

Von Prof. **Straube** in Karlsruhe.

(Fortsetzung von S. 136 d. Bd.)

Zwangläufige Steuerungen mit veränderlicher Ableitungsrichtung.

Die Grundlage für die Füllungsänderung bildet hier folgende aus Fig. 8 (S. 135) ersichtliche Einrichtung des Exzenterantriebs. Der Exzentermittelpunkt befindet sich in *VE*, d. h. in der Stellung, welche er im Augenblick des Voreintritts einnimmt. Soll der letztere unveränderlich bleiben, so muss das Getriebe der Steuerung in diesem Augenblick gestatten, die Exzenterstange *l* zu drehen, ohne dass



dadurch die Lage des Ventilhebels geändert wird. Der in der jeweiligen Ableitungsrichtung geführte Ableitungspunkt A muss sich dann also bei Voreintritt stets in irgend einem Punkte des um VE mit l als Radius beschriebenen Kreisbogens $A_{max.} — A_0$ befinden. Der Punkt $A_{max.}$ entspricht der Maximalfüllung, im Punkt A_0 findet überhaupt keine Ventilhebung mehr statt. Die Grösse des Bogens $A_{max.} — A_0$ bezw. des demselben entsprechenden Winkels φ bedingt den vom Regulator zu leistenden Verstellungsweg. Um letzteren klein, gleichzeitig aber grössere Ventilerhebungen und also kleinere Exzenter zu erhalten, muss die Exzenterstange l möglichst kurz gemacht und während der Ventilhebung auf Druck beansprucht werden. In Fig. 8 ergibt sich dabei der zur Ventilerhebung nutzbare Hub des Ableitungspunktes A bei normaler Füllung etwa $h_{norm.} = \frac{1}{8}$ des Exzenterhubs und der Ueberhub $\frac{h_{max.}}{h_{norm.}}$ etwa $= 3$, was mit der Praxis ziemlich übereinstimmt.

Fig. 9.

Fig. 10. o-Exzenter bei Kurbellage. Widnmann-Steuerung (Stellung bei Voreintritt).

An Stelle der Exzenterstange tritt indessen bei diesen Steuerungen in der Regel eine besondere Ableitungsstange, welche an einer beliebigen, möglichst weit jedoch vom Führungspunkt entfernten Stelle der Exzenterstange, z. B. am Exzenterring angelenkt ist und deren Ableitungsrichtung in der oben beschriebenen Weise geändert wird, während die der Exzenterstange selber unverändert bleibt und letztere dann das Auslassventil antreibt. Die Bahn dieses Anlenkungspunktes übernimmt nunmehr die Funktion des Exzenterkreises und weicht meist von jenem so wenig ab, dass man letzteren an ihre Stelle setzen kann.

In einzelnen Fällen ist jedoch die Abweichung auch grösser und es ist dann notwendig darauf zu achten, dass diese Abweichung nicht einer Verschlechterung, sondern einer Verbesserung der Ventilerhebungsverhältnisse gegenüber Fig. 8 diene.

Der sich so ergebende Ueberhub $\frac{h_{max.}}{h_{norm.}}$ gestattet in allen Fällen die Anwendung von Wälzhebeln und arbeiten daher auch die Steuerungen mit veränderlicher Ableitungsrichtung ausnahmslos mit solchen.

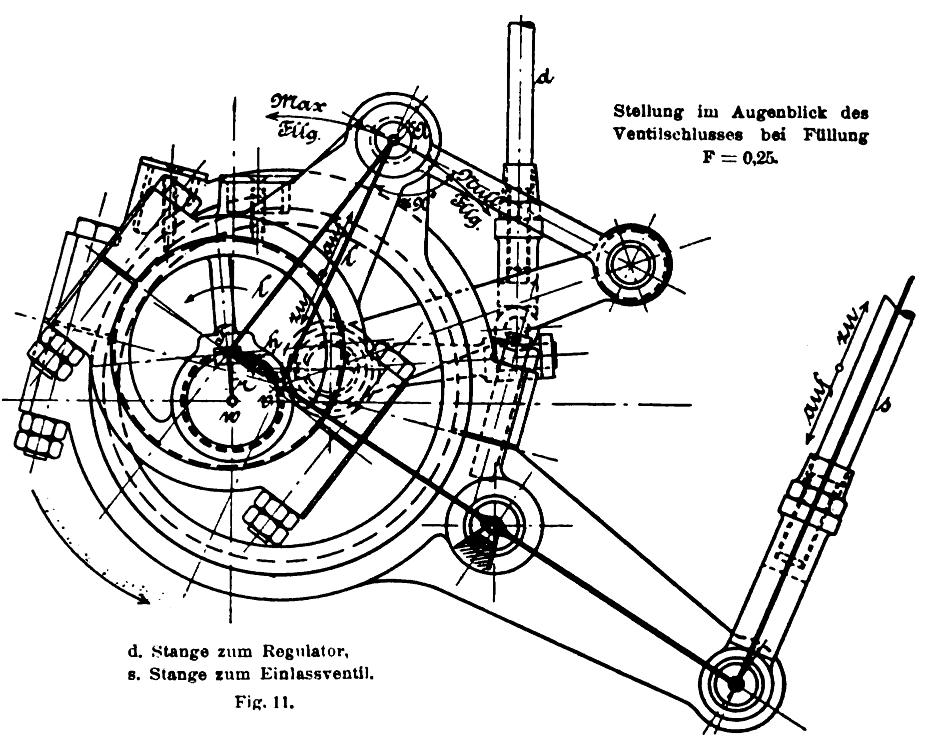
Die erwähnte Anordnung einer besonderen Ableitungsstange zeigen die Steuerungen von *Pröll*, *Höffner*, *Recke*, *Widnmann*. Dieselben unterscheiden sich voneinander in der Hauptsache nur durch die verschiedene Art des zwischen Ableitungsstange l und Wälzhebel zwischengeschalteten Gestänges, welches unentbehrlich ist, um die Verlegung der Ableitungsstange zu ermöglichen, ohne die Bahn des Auges am Wälzhebel zu ändern.

Bei *Widnmann* ist dies Zwischengestänge besonders einfach, wie aus Fig. 9 und 10 ersichtlich.[2])

Pröll lenkt mittels eines Winkelhebels die Auslasssteuerung im Führungspunkt der Einlassexzenterstange an; *Recke* und *Widnmann* treiben mittels der Exzenterstange das Auslassventil und lenken in der oben erwähnten Weise die Einlassteuerung an; *Höffner* betreibt die Auslassventile gesondert durch unrunde Scheiben.[3]) Bei allen vier Steuerungen ist der Voreintritt unveränderlich. Im Gegensatz hierzu ist bei der von der Maschinenfabrik *Gritzner* in Durlach ausgeführten *Hunger-*

[2]) Diese Figuren sind entnommen aus „*Leist*, Steuerungen der Dampfmaschinen", I. Auflage, 1900, S. 596 u. 597, Fig. 314 u. 315.

[3]) Näheres über diese Steuerungen findet sich in „*Leist*, Steuerungen der Dampfmaschinen", I. Auflage, 1900, Fig. 314—322.



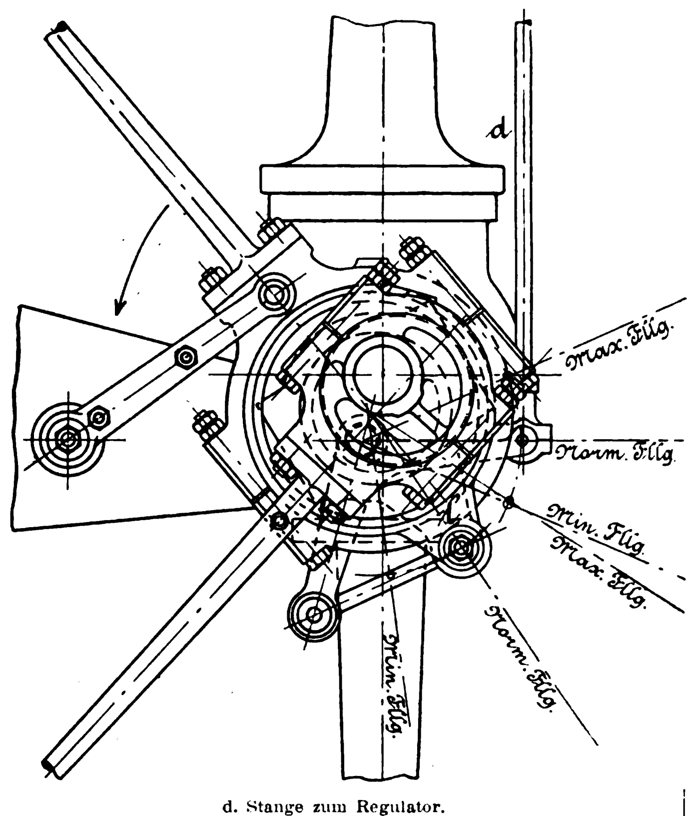
d. Stange zum Regulator, s. Stange zum Einlassventil.

Fig. 11.

steuerung, bei welcher die Exzenterstange selber als Ableitungsstange dient, der Voreintritt etwas veränderlich. Zum Vergleich sind die Verhältnisse dieser Steuerung ebenfalls in Fig. 8 eingezeichnet. Um die Drehung der Exzenterstange zu ermöglichen, ist hier ein mit derselben gleich

d. Stange zum Regulator.
s. Stange zum Einlassventil.
g. Stange zum Auslassventil.
u. Lagerbock der Steuerwelle,
v. Zwischenlenker vom Regulatorhebel.
Fig 12

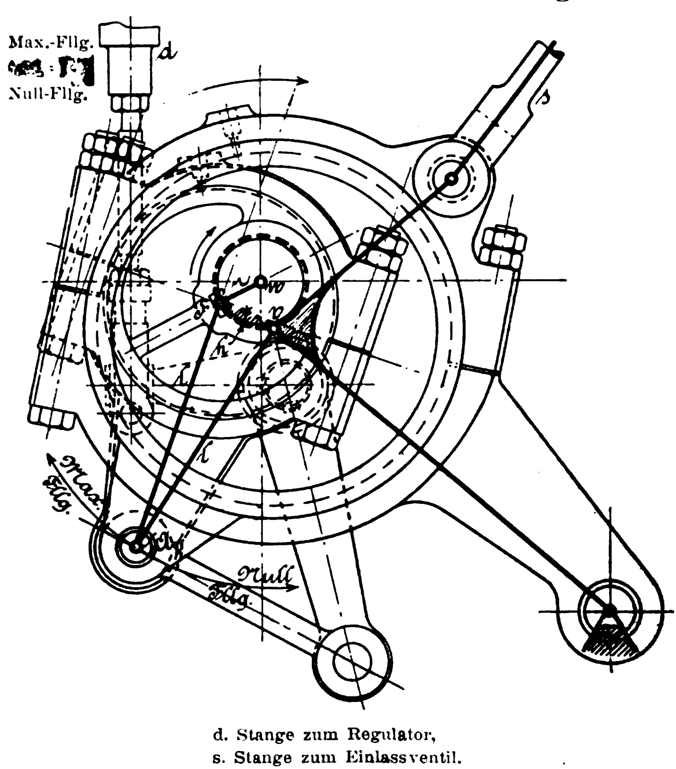
langer Lenker l' angeordnet, von welchem aus dann die Bewegung weiter fortgeleitet wird. Im Moment des Voreintritts befindet sich das Ende von l' stets im Punkte V



d. Stange zum Regulator.
Fig. 13.

ausserhalb des Exzenterkreises. Demnach erfolgt nunmehr, da $l' = l$ ist, der Voreintritt bei den Exzenterstellungen VE_0' bis VE'_{max}, nimmt also vom Werte 0 bei Nullfüllung bis zu einem grössten Werte bei Maximalfüllng zu. Der Ableitungspunkt A' muss sich jetzt bei Voreintritt stets auf dem Kreise $A'_{max} - A'_0$, dessen Mittelpunkt in V liegt, befinden. Bei dieser Einrichtung ist unter sonst gleichen Verhältnissen der Winkel φ' wesentlich kleiner als früher der Winkel φ und also auch der vom Regulator zu leistende Verstellungsweg entsprechend kürzer. Ferner vergrössert sich der zur Ventilerhebung nutzbare Anhub des Ableitungspunktes A' auf etwa $h'_{norm.} = \frac{1}{7}$ des Exzenterhubs und der Ueberhub $\frac{h'_{max.}}{h'_{norm.}}$ verringert sich auf etwa 2,6, was als sehr günstig zu bezeichnen ist und die Anwendung der *Hunger*steuerung auch für grössere Maschinen einwandfrei erscheinen lässt. Trotz des veränderlichen Voreintritts lässt sich bei dieser Steuerung durch geeignete Anordnung des Triebwerks der Rückdruck auf den Regulator sehr beschränken. Fig. 11 und 12 zeigen dieselbe mit Ableitung nach oben, Fig. 13 und 14 mit Ableitung nach unten in zwei verschiedenen Ausführungen, von denen besonders die letztere sich durch geringen Rückdruck auszeichnet, weil hier die im Triebwerk auftretenden Kräfte sich innerhalb desselben fast vollständig aufheben.

Zu dieser Gattung von Steuerungen kann endlich auch die Steuerung von *Elsner* gezählt werden, welche die Maschinenfabrik von *Richard Raupach* in Görlitz ausführt. Bei ihr ist wie bei *Hunger* die Exzenterstange zugleich Ableitungsstange, hier aber unendlich lang und hat daher die Gestalt einer um den Voreintrittspunkt VE drehbaren Kurbelschleife (Schlitzscheibe) angenommen



d. Stange zum Regulator,
s. Stange zum Einlassventil.
Fig. 14.

(s. Fig. 8), während das Exzenter durch eine Kröpfung der Steuerwelle ersetzt ist. Die zum Wälzhebel führende Ventilstange geht durch VE und ist senkrecht zur mittleren Schlitzlage geführt, geht demnach in der Entfernung e am Mittelpunkt o der Steuerwelle vorbei. Die zur Ventilerhebung nutzbaren Hübe der Ventilstange sind parallel der Ventilstangenrichtung zu messen, und zwar ergibt sich für die normale Füllung ein Hub der Ventilstange von etwa $^1/_{11}$ des Exzenterhubes und der Ueberhub $\frac{h_{max.}}{h_{norm.}}$ etwa $= 3,5$,

also etwas ungünstiger als sonst bei den Steuerungen mit veränderlicher Ableitungsrichtung. (Die Einzelheiten der Durchbildung der *Elsner*steuerung s. „Z. d. V. d. I." 1898, S. 29). Der Voreintritt ist unveränderlich und die Steuerung hat den Vorzug grosser Einfachheit, erfordert aber gleich der *Hunger*steuerung gesonderten Antrieb für die Auslassventile.

Die *Elsner*steuerung bildet den Uebergang zu den Steuerungen mit veränderlichem Exzenter, zu welchen sie ebenfalls gezählt werden kann, wie später noch genauer dargelegt werden wird.

(Fortsetzung folgt.)

Ueber den Einfluss des Pressens auf den Zustand der Metalle.

In den praktischen Kreisen herrscht vielfach die Ansicht vor, dass die Metalle durch mechanische Behandlung, wie Hämmern und Walzen oder durch gewaltige Pressungen verdichtet, spezifisch schwerer gemacht würden. Dies hat bereits Professor *Kick* in Prag widerlegt, welcher m. W. zu Ende der siebziger Jahre Versuche mit Blei anstellte und trotz grosser Pressung auf hydraulischem Wege kein höheres spezifisches Gewicht feststellen konnte.

Vor wenigen Jahren ist diese Frage von einer anderen Seite her erledigt worden.[1]) Es gelang, aus Spänen von einem Weissmetall, wie es zu Lagern verwendet wird, durch starke Pressung ein vollkommen festes Material herzustellen, welches keine Struktur erkennen liess und das spezifische Gewicht des verwendeten Metalles zeigte. Es ist eben die Adhäsion, die Zusammenhangskraft verschiedener Körper, übergegangen in die Kohäsion, die Zusammenhangskraft der Teile desselben Körpers. Der innige Zusammenhalt, welcher sonst nur durch Zusammenschmelzen oder durch Löten, nach vorheriger vollständiger Reinigung bezw. Herstellung der metallischen Oberfläche, erzielt wurde, ist herbeigeführt worden durch innige Zusammenpressung der metallischen Späne.

Neuerdings hat Professor *Spring* in Lüttich[2]) weitere Untersuchungen angestellt und zunächst gefunden, dass die meisten Metalle elastisch sind, unter dem Einflusse hoher Pressungen nachgeben, aber nach dem Aufhören der Pressung sich wieder in den früheren Zustand zurückbegeben, also keine bleibende Verdichtung erfahren. Einige Körper nehmen sogar einen grösseren Raum als vorher ein, wobei natürlich von der Wirkung etwaiger Hohlräume oder Gaseinschlüsse vollständig abgesehen ist. — Zu diesen Körpern gehören Blei, Zink, schwefelsaures Ammoniak und Ammoniak-Alaun. So fiel beim Blei die Dichtigkeit nach dem Pressen von 11,501 auf 11,492, beim schwefelsauren Ammoniak von 1,773 auf 1,750. — Aehnliches hatte schon Professor *Kahlbaum* in Basel[3]) einige Jahre vorher gefunden, welcher die Metalle im luftleeren Raum überdestillierte, um sie völlig rein zu erhalten, und sie dann unter Rizinusöl einem Drucke von 150 000 atm unterwarf. Er stellte dabei fest, dass die Dichtigkeit der Metalle bei der Druckzunahme bis zu 10 000 atm zunahm, sich von da ab aber verminderte. Auch hatte *Henry Rose*,[4]) wie Professor *Kahlbaum* auf einer Zusammenkunft in Freiburg (Schweiz) im Jahre 1901 mitteilte, gefunden, dass das Silber eine Volumenvermehrung bei der Pressung zeige.

Spring spricht infolge dessen von einer „Pseudoflüssigkeit", einem Zustande, in welchem sich die eigentlich flüssig sein wollenden festen Körper befänden und infolge dessen das Bestreben hätten, unter Pressung Kugelform anzunehmen; er verknüpft damit das Gesetz: alle Körper, welche in flüssigem Zustande schwerer sind als in festem, welche also ungeschmolzen auf dem geschmolzenen Metall schwimmen, werden beim Pressen schwerer, während diejenigen Metalle, welche in geschmolzenem Zustande leichter sind als in festem, welche sich beim Schmelzen ausdehnen, nach dem Aufhören der Pressung ein grösseres Volumen einnehmen, wie also nach obigem Blei und schwefelsaures Ammoniak, ferner Zinn, Kadmium und Silber. Dagegen schwimmt das feste Wismut auf dem geschmolzenen, wie das Eis auf dem Wasser — wird nach *Marks*[5]) beim Erstarren um 1,53 leichter — und zeigt gleichzeitig die Eigenschaft, nach dem Aufhören der Pressung ein grösseres Volumen einzunehmen, als es vor der Pressung besessen hat.

Spring hat nun ganz eigentümliche Beziehungen zwischen diesen und gewissen elektrischen Eigenschaften gefunden. Er stellte auf ähnlichem Wege, wie die Bleiröhren oder die zur Herstellung der Geschosse dienenden Bleidrähte entstehen, durch Pressung verschiedener Metalle Fäden, Drähte her, wobei er allerdings nur festes Metall in kaltem Zustande verwendete. Er nennt dies: *kaltes Fliessen*. Der Vorgang wird dabei absichtlich so langsam geführt, dass von einer Wärmeentwicklung oder einer Wärmewirkung vollständig abgesehen werden konnte.[6])

Die so gewonnenen Stangen zeigten zunächst besondere mechanische Eigenschaften. Der Faden des spröden *Wismutes*, 30 cm lang, liess sich ohne Schwierigkeit zu einem Knoten schürzen, verlor aber diese Biegsamkeit durch mehrfaches Biegen. Aehnlich, wenn auch nicht so stark, wurden die anderen Metalle verändert. Dass Zinn verlor seine bekannte Eigenschaft, beim Biegen zu knarren, zu schreien.

Die Stangen wurden ferner als Elektroden verwendet mit Hilfe eines geeigneten Elektrolyten. Es stellte sich heraus, dass, wie vorauszusehen, ein Strom nicht beobachtet werden konnte. Wenn aber die eine Elektrode durch Anbeizen von ihrer Haut befreit wurde, so dass man die Aetzung — Damaszierung — erkennen konnte, oder wenn das Metall durch Erwärmen „regeneriert" wurde, so erhielt er einen Strom. *Spring* folgert daraus, dass durch den Vorgang des kalten Flusses — sagen wir durch die Aufwendung von Arbeit — eine gewisse Energie in dem Metall aufgespeichert wurde, welche sich durch Erzeugung eines elektrischen Stromes geltend machte.

Wurden die angebeizten Elektroden wieder mechanisch geglättet, so nahmen sie ihre frühere Eigenschaft wieder an und gaben keinen Strom, der aber wieder entstand, wenn die eine oder die andere Elektrode der genannten Behandlung unterworfen worden war. Beim Kadmium genügte sogar das Abreiben mit Sandpapier, um die Erscheinung zu zeigen.

Untersuchte man nun die Stromrichtung, so fand sich, dass die kalt geflossenen Elektroden des Zinn, Blei,

[1]) Prof. Dr. *Hof:* Ueber Diffusion und Metallpressungen. Verhdl. d. natw. Vereins d. preussischen Rheinlande, 1903.

[2]) Sur la deminution de densité qu'éprouvent certain corps à la suite d'une forte compression et sur la raison probable de ce phénomène, par *M. W. Spring*. Recueil des travaux chimiques des Pays-Bas et de la Belgique 1904, No. 1. Siehe auch: Engineering, Dezember 1904, S. 829: The flow and Density of Metalls.

[3]) Physik. Zeitschrift, 15. Oktober 1901, S. 32.

[4]) Abhandlung der nat. Gase, Basel, XV, S. 21.

[5]) *Berzelius*, Jahresbericht, XI, S. 134.

[6]) Siehe den Schlussvermerk.

Kadmium und Silber, also bei allen den Metallen, welche geschmolzen leichter sind, sich in dem Elektrolyt lösten, die *Anode* bildeten. Dagegen zeigte das *Wismut* die umgekehrte Erscheinung, es wurde durch den kalten Fluss zur Kathode und zeigte die Löslichkeit im Elektrolyt an dem regenerierten Metall.

Die folgende Tabelle gibt über diese Vorgänge nähere Auskunft:

Zinn	in $Sn\ Cl_2$	ergab	0,00011 Volts
Blei	$Pb\ (NO_3)_2$	„	0,00012 „
Kadmium	$Cd\ Cl_2$	„	0,00020 „
Silber	$Ag\ NO_3$	„	0,00098 „
Wismut	$Bi\ (NO_3)_3 + \frac{1}{n} H\ NO_3$		0,00385 „

Spring stellte dann ferner fest, dass der kalte Fluss ersetzt werden konnte durch Walzen. Er stellte das Metall in Bandform her und fand dieselben Erscheinungen.

Dass der Vorgang des Regenerierens auch mechanische Wirkungen auszuüben vermag, hat z. B. *Stas*[7]) durch Versuche mit Silber bewiesen, deren Genauigkeit jeden Irrtum ausschliesst. Er fand die Dichtigkeit bei zwei Versuchen

bei 0° C gewalzt zu 10,48752
und 10,49272,
regeneriert zu 10,49454
und 10,54613.

Die Dichtigkeit hat also durch das Regenerieren — Erwärmen — um 0,00702 bezw. 0,05341 zugenommen.

Ganz ähnliche Beobachtungen hat *M. L. Grunmach* mit Siemens-Martinstahl gemacht. Zwei Stangen, welche einem Zerreissversuch unterworfen worden waren, zeigten an den nicht gereckten Stellen ihre frühere Dichtigkeit von

7,835 und 7,833,

während die deformierten Teile die Werte

7,795 und 7,784

aufwiesen. Durch den Vorgang des Zerreissens wurde also das spezifische Gewicht erhöht, während man nach dem praktischen Gefühl eine Verringerung desselben hätte erwarten können.[8])

Die elektrolytischen Versuche von Professor *Spring* erinnern an bekannte elektrothermische Vorgänge, wonach dasselbe Metall zu einem Thermo-Element verwendet werden kann, wenn es irgendwie verändert worden ist. Es ist aber noch nicht klar, ob die von *Spring* beobachteten Erscheinungen mit der Anhäufung von Energie zusammenhängen, so wahrscheinlich dasselbe auch ist. Zwei Umstände scheinen dagegen zu sprechen: Erstens ist die zur Herstellung des kalten Flusses aufzuwendende Energie verhältnismässig sehr gross — das kalte Metall von 8 mm Dicke zu einem Faden von 2 mm herauszupressen — und man sollte, wenn diese Energie in Elektrizität umgewandelt werden würde, doch ganz andere Resultate erwarten, als so ausserordentlich geringe Spannungen, also Leistungen, welche mit der erforderlichen Energie in keinem wahrscheinlichen Verhältnis stehen dürften. Ferner muss es auffallen, dass die elektrische Erscheinung durch einfaches *Verändern der Oberfläche* abgestellt werden kann. Man würde also folgern müssen, dass die gesamte zum Pressen aufgewendete Energie, die doch der ganzen Masse, dieselbe durchdringend, zugewendet worden ist, sich trotzdem nur auf der Oberfläche angesammelt habe, so also, dass sie durch einfaches Beizen zum Verschwinden, sogar durch noch unwesentlicheres Polieren wieder zum Vorschein gebracht werden kann.

Diese Vorgänge erscheinen also noch nicht ganz geklärt. Dass die zum Pressen aufgewendete Energie irgendwo geblieben sein muss, ist sicher. Sollte sie sich nicht einfach in die sehr vorsichtig *abgeleitete Wärme* verwandelt haben? Dann aber würde der elektrolytische Vorgang einfach mit dem thermoelektrischen auf eine Stufe zu bringen und lediglich der Veränderung der Oberfläche zuzuschreiben sein. *Haedicke.*

[7]) De l'argent. — Mem. de l'Acad. Roy de Belgique, XLIX, S. 164.

[8]) Eisen gehört bekanntlich zu den Körpern, welche auf den geschmolzenen Massen schwimmen.

Die Tätigkeit der Königlichen Technischen Versuchsanstalten im Rechnungsjahre 1903.[1])

Ueber die Tätigkeit der Anstalten im Rechnungsjahre 1903 entnehmen wir dem uns zugegangenen Bericht folgendes:

Die *Abteilung für Metallprüfung* erledigte insgesamt 321 Anträge (376 im Vorjahre) mit etwa 3000 Versuchen (4500 im Vorjahre).

Die gegen das Vorjahr verminderte Inanspruchnahme der Abteilung ist zum Teil durch die in den Monaten Oktober und November 1903 erfolgte Uebersiedelung nach dem Neubau zu Gross-Lichterfelde West[2]) veranlasst. Die im Neubau aufgestellten neubeschafften Festigkeitsprobiermaschinen mussten vor ihrer Benutzung auf ihren Zuverlässigkeitsgrad untersucht und berichtigt werden. Wenn auch während dieser Zeit noch die alten Einrichtungen der Abteilung in Charlottenburg für Versuche mitbenutzt werden konnten, so war es doch nicht möglich, die eingegangenen Prüfungsaufträge in gewohnter Weise zu erledigen. Hierzu kommt noch der Umstand, dass die technischen Behörden und die Industrie mit der wachsenden Bedeutung des Materialprüfungswesens sich immer mehr selbst mit Laboratorien und Prüfungsmaschinen versehen und die einfachen Prüfungsarbeiten selbst ausführen.

[1]) s. D. p. J. 1903, Bd. **318**, S. 206.
[2]) s. D. p. J. 1904, Bd. **319**, S. 471.

Der Abteilung fielen vorwiegend die schwierigeren, meistens zeitraubenden Arbeiten zu, von denen folgende besonders genannt sein mögen: 1. die *Prüfung der Festigkeitsprobiermaschinen* in den Anstalten der Behörden und industriellen Werke. Sie bedeuten einen wesentlichen Schritt zur Förderung der Sicherheit des Materialprüfungswesens und beweisen, dass man den Fehlern der Maschinen und Instrumente beim Prüfungswesen durchweg mehr Beachtung schenkt und sie zu beseitigen sucht.

Im verflossenen Rechnungsjahr wurden elf Festigkeitsprobier maschinen untersucht nnd zwar:

a) 2 Zerreissmaschinen, Bauart *Martens*,
b) 1 desgl. „ *Krupp*,
c) 1 desgl. „ *Mohr & Federhaff*,
d) 2 desgl. „ *Pohlmeyer*,
e) 1 desgl. „ *v. Tarnogrocki*
f) 1 desgl. „ *Berliner Werkzeugmaschinen-Fabrik, Akt.-Ges. vorm. L. Sentker*, Berlin,
g) 1 Druckpresse, Bauart *Amsler*,
h) 1 Betonpresse, „ *Martens*.

Die Prüfung erfolgt mit Hilfe von Kontrollzugstäben und Kontrolldruckkörpern. Ueber die Art ihrer Verwendung und über die Bedingungen, unter denen sie auf Antrag gegen Berechnung

der Kosten an Interessenten abgegeben werden, haben wir bereits im Vorjahre, Bd. 319, S. 206, berichtet.

Im letzten Rechnungsjahr sind zwei Kontrollstäbe abgegeben und zwar einer für 25 t an die *Geschützgiesserei* Spandau und einer für 3 t an die *Zentralstelle für wissenschaftliche Untersuchungen Neubabelsberg*.

2. *Prüfung von Messapparaten.* Neben den Festigkeitsprobiermaschinen sind sechs Messapparate auf die Richtigkeit der Dehnungsanzeige untersucht und zwar drei Spiegelapparate, Bauart *Martens* und drei *Kennedy-Martens*sche Dehnungsmesser.

Die *Kennedy-Martens*-Instrumente neuer Form sind Zeigerapparate mit dem Vergrösserungsverhältnis 50/1. Sie werden, wie die Spiegelapparate, paarweise an den Zerreisstab angesetzt. Sie sind aus dem seit mehreren Jahren immer wieder hervorgetretenen Bedürfnis entstanden, die Unsicherheiten bei der Bestimmung der Streckgrenze zu vermindern und sind in der Anstalt entworfen und hergestellt.

Betont wird in dem vorliegenden Bericht, dass die Anstalt seit vielen Jahren in Gutachten, Schriftwechsel und Veröffentlichungen den Wert der Streckgrenze für die Bedeutung der Materialeigenschaften aus dem Festigkeitsversuch immer wieder hervorgehoben, aber auch auf die Schwierigkeiten und Unsicherheiten ihrer Bestimmung aufmerksam gemacht hat. Nicht immer tritt der plötzliche Abfall der Wage, oder das plötzliche Vorgehen des Formänderungsanzeigers ein, wie es beispielsweise *Bauschinger* in seinen Arbeiten hervorhob, oder *Pohlmeyer* wohl zum erstenmal in einem von der Maschine selbst gezeichneten Schaubilde zeigte. Um die bei undeutlich ausgeprägter Streckgrenze auftretenden Schwierigkeiten zu beseitigen, schlug die Anstalt schon vor mehreren Jahren vor, diejenige Spannung, die eine zwischen bestimmten Grenzwerten ($\delta = 0{,}2$ bis 0,5 v. H.) liegende bleibende Dehnung erzeugt, als Streckgrenze zu bezeichnen.

3. *Dauerbiegeversuche mit Kupferröhren im erhitzten Zustande.* Die im vergangenen Rechnungsjahre in Angriff genommenen Versuche wurden fortgesetzt. Beim Versuch ist das von stark erwärmtem Oel durchflossene Proberohr in beweglichen Lagern auf zwei Stützen wagerecht gelagert. Die Rohrenden reichen über die Stützen hinaus und sind durch Federn nach unten gespannt, so dass auf ganzer Länge der Probe gleiche Biegemomente entstehen. An dem einen Ende tritt das warme Oel ein, am anderen aus. Die hierdurch auf gleichbleibende Wärme gebrachte Rohrprobe wird durch eine Schnurscheibe fortwährend gedreht. Die Versuche wurden bei mehr als 200° C mit verschiedenen Spannungen und bei verschiedenen Umdrehungsgeschwindigkeiten ausgeführt. Wegen der Uebersiedelung nach dem Neubau mussten sie unterbrochen werden.

4. *Untersuchungen mit Blechen auf ihr Verhalten bei Einwirkung von Ammoniak- und Schwefligsäuredämpfen.* Sie erstreckten sich auf:

a) kupferplattiertes Flusstahlblech,
b) Zinkblech,
c) Eisenblech (sog. Schwarzblech),
d) verzinktes Eisenblech,
e) verbleites Eisenblech,
f) Kupferblech.

Hierbei wurden 200 und 400 mm lange und 40 mm breite Blechstreifen im geraden und nach verschiedenen Krümmungshalbmessern gebogenen Zustand den Dämpfen ausgesetzt und die Gewichtsveränderungen nach verschieden langer Einwirkung der Dämpfe festgestellt.

5. Untersuchungen auf Verhalten von Mennigeanstrich auf rohen Blechen und solchen die vorher

a) mit dem Sandstrahlgebläse und
b) mit der Bürste gereinigt waren,
c) vom Zunder durch Hin- und Herbiegen befreit waren.

Festgestellt wurden die Gewichtsveränderungen durch Reinigen und Streichen der Proben, die Veränderungen im Aussehen der den Witterungseinflüssen ausgesetzten Proben und das Haftvermögen der Farbe auf den drei verschiedenartig hergerichteten Flächen.

6. *Festigkeitsversuche bei verschiedenen Wärmegraden.* Unter ihnen möge eine Versuchsreihe hervorgehoben sein, bei der Duranametall und Kupfer in ihrer Verwendbarkeit als Stehbolzen zu vergleichen waren. Die Untersuchung umfasste Zugversuche und Biegeproben bei verschiedenen Wärmegraden und zwar wurden Hin- und Herbiegeproben mit unverletzten und mit eingekerbten Stäben ausgeführt. Zur Erhitzung dienten flüssige Wärmebäder. Als Vergleichsmaterial wurden von einer Eisenbahndirektion bezogenes Stehbolzenkupfer und zwei dem Lager der Anstalt entnommene Kupferbleche benutzt, von denen das eine nahezu reines Kupfer mit Spuren von Wismut und Eisen, das andere weniger rein war.

Die Besprechung der Ergebnisse ist vorbehalten und zunächst nur erwähnt, dass das Duranametall bei Hitzegraden bis zu 250° C, die für die praktische Verwendung des Materials von Stehbolzenkupfer in Frage kommen dürften, den zum Vergleich herangezogenen Kupfersorten bei etwa gleicher Dehnbarkeit sowohl in der Festigkeit, als besonders auch in der Biegbarkeit überlegen war. Die Zugfestigkeit des Duranametalls erlitt innerhalb dieser Wärmegrade überhaupt keine Einbusse durch die Erwärmung, und der Widerstand eingekerbter Stäbe gegen Biegen, der für die Verwendung der Stehbolzen vornehmlich von Bedeutung ist, war ganz erheblich grösser als bei Kupfer. Von 250° C ab näherten sich die Eigenschaften des Duranametalls denen des Kupfers.

7. *Untersuchungen an im Betriebe gebrochenen Konstruktionsteilen* als: Bohrgestänge, Schraubenwellen, Schwungräder, Schienen, Kesselbleche, Pleuelstangenschrauben und der Rumpf eines Steinbrechers.

In mehreren Fällen konnte die Ursache des Bruches auf mangelhaftes Material zurückgeführt werden. Bei einem Material, dessen Zugfestigkeit und Dehnung den Vorschriften entsprach, sollte begutachtet werden, ob auch die Biegbarkeit nach dem Abschrecken noch genügte. Hierbei machte sich der Einfluss der verschiedenen Hitzegrade, aus denen abgeschreckt wurde, ganz besonders geltend. Vorgeschrieben war, dass bei „Rotglut" abgeschreckt werden sollte. Da jedoch nicht zweifelsfrei feststeht, welcher Wärmegrad mit „Rotglut" gemeint ist, so konnte nicht entschieden werden, welches Ergebnis der bei verschiedenen Abschreckwärmen ausgeführten Versuche als massgebend anzusehen sei. Es ist dringend erwünscht, dass derartige allgemeine Ausdrücke aus den Bedingungen verschwinden und bestimmte Angaben über die Höhe der Abschreckwärme gemacht werden.

8. Versuche mit Schweisseisenstäben, aus alten Gitterbrücken entnommen, lieferten 27—34 kg/qmm Zugfestigkeit bei 8—27 v. H. Dehnung. Bei Kaltbiegeproben erwies das Material sich ebenfalls als ausserordentlich verschiedenartig, während sich die Stücke bei den Warmbiegeproben, mit einer einzigen Ausnahme, vollständig zusammenschlagen liessen. Die Untersuchung des Gefüges und der chemischen Zusammensetzung ergab an Schlackeneinschlüssen reiches Material mit phosphorhaltigen Schichten.

9. *Schlagdauerversuche.* Zur Untersuchung einer neuen Konstruktion für Lokomotivachslager, bei denen die Stösse der Achsen auf die Lagerflächen nachgeahmt wurden. Das Verhalten der Lagerschalen wurde mit dem normaler Lokomotivachslager in Vergleich gestellt.

10. *Prüfungen von Konstruktionsteilen.* Unter ihnen mögen noch erwähnt sein Versuche mit zwei Treppenläufen aus Kunststeinstufen mit Eiseneinlagen auf Tragfähigkeit, Biegeversuche mit Betonbalken und Holzbalken nach System *Hetzer*, Belastungsversuche mit zwei schmiedeeisernen Fensterrahmen und Sprossenkreuzen, ferner Versuche mit Rohren aus Ton, Steinzeug und Beton auf Scheitel- und inneren Druck. Ton- und Steinzeugrohre von 100, 200 und 300 mm l. W. lieferten bei Prüfung auf inneren Druck Bruchlasten von etwa 25, 15 und 7 Atm. Betonrohre von 500 und 300 mm Durchmesser gingen bei 3 bezw. 4 Atm. zu Bruch.

11. *Die Haftfestigkeit von Beton am Eisen* lieferte folgende Werte:

$\frac{\text{Haftfestigkeit}}{\text{Zahl der Versuche}}$ $\frac{3-5}{8}$, $\frac{6-10}{12}$, $\frac{10-15}{16}$, $\frac{15-20}{6}$ kg/qcm

$\frac{\text{Haltfestigkeit}}{\text{Zahl der Versuche}}$ $\frac{20-25}{2}$, $\frac{25-30}{5}$, $\frac{33}{1}$ kg/qcm.

Wie ausserordentlich unsicher die Annahme einer bestimmten Haftfestigkeit ist, davon zeugt eine Versuchsreihe mit neun Proben gleicher Fertigung, wobei sich ergab:

$\frac{\text{Haftfestigkeit}}{\text{Zahl der Versuche}}$ $\frac{7,5}{1}$, $\frac{11-19}{4}$, $\frac{23-28}{6}$, $\frac{33}{1}$ kg qcm.

12. Die abgegebenen neun *Gutachten* erstrecken sich:

a) auf Beurteilung des Materials von im Betriebe nach kurzer Zeit gebrochenen Rotgussventilspindeln. Das Material war nach Festigkeit, Dehnbarkeit und Gefügebeschaffenheit minderwertig;

b) darauf, ob Winkeleisen den Bedingungen entsprechend geliefert wurde;

c) darauf, ob die Ursache des Einbeulens von Siederohren auf mangelhaftes Material oder äussere Einflüsse zurückzuführen sei;

d) auf Untersuchung einer im Betriebe gebrochenen Pleuelstangenschraube. Sie war aus ungleichmässigem Flusseisen mit zäher Aussenzone und brüchigem Kern hergestellt. Bei der Aetzprobe traten die beiden Zonen deutlich zutage, und die chemische Analyse zeigte besonders Unterschiede im Phosphorgehalt;

e) bei einem im Betriebe gebrochenen gusseisernen Steinbrecherrumpf auf die Güteeigenschaften des Materials;

f) auf die Frage, ob ein im Betriebe gebrochenes Drahtseil mit Rücksicht auf die im Betriebe erlittenen Abnutzungen noch als betriebssicher anzusehen sei. Sie musste verneint werden, da nicht nur die Festigkeit und Biegbarkeit der einzelnen Drähte, sondern auch die Zugfestigkeit des ganzen Seiles bereits ausserordentlich stark gelitten hatte;

g) auf den Vergleich von drei verschiedenen Plombenverschlüssen für den Postverkehr, auf Sicherheit der Verschlüsse gegen unerlaubtes Oeffnen.

Das *metallographische Laboratorium* (jetzt Abteilung 4 für Metallograghie) war im Betriebsjahre mit folgenden Untersuchungen beschäftigt:

1. Einfluss verschiedener Umstände auf den Angriff des Eisens durch Wasser (Fortsetzung);
2. Untersuchungen über den Einfluss von Beimengungen zum Kupfer auf das Gefüge;
3. Beobachtung des Gefüges von Eisen-Nickellegierungen (Fortsetzung);
4. Ausbildung von Verfahren zur schnellen Ermittlung der Art von Saigerungserscheinungen in Flusseisen.

Ausserdem erledigte das Laboratorium 33 Anträge betreffend:
Feststellung von Unterschieden des Gefüges innerhalb des Querschnittes von Eisen und Stahl,
Ermittelung der Ursachen:
des vorzeitigen Zerfressens eiserner Rohre durch Rost,
örtlicher Anfressungen von Kupfer,
des Rissigwerdens von gewalztem Kupfer, eines Ueberhitzerrohres und von kupfernen Dampfleitungen,
von Fehlern in gebeizten eisernen Schüsseln,
der Ausbeulung von Siederohren,
der Sprödigkeit von Fahrradhinterradgabeln,
des Bruches einer Kesselplatte. Ferner
Entscheidung, ob Material Schweiss- oder Flusseisen ist,
ob ein Material als Hartguss zu bezeichnen ist,
ob ein Rohr nahtlos oder geschweisst ist,
ob in einer Welle ein Stück eingeschweisst war,
ob in einem gesprungenen Sägeblatt die Ursache des Bruches in vorhergebildeten Rissen zu suchen ist, und ob diese vom Härten oder von unsachgemässer Behandlung herrührten,
ob fehlerhafte Stellen in Wellen zum Bruche führten.

Ausserdem Anfertigung von Mikrophotographien und Abgabe von Abzügen von metallographischen Lichtbildern.

Zu den einzelnen auf Grund von Anträgen erledigten Arbeiten ist folgendes zu bemerken:

Durch metallographische Untersuchung sind vielfach Aufschlüsse zu erlangen über die Vorbehandlung des Materials. So liess sich auf Grund der Gefügeänderung feststellen, dass die Ausbeulung von Siederohren infolge örtlichen Glühens eingetreten war. Gleichzeitig ergab das Mikroskop Aufschluss darüber, dass die Wandstärke von Rohren unter der Einwirkung der Feuergase stellenweise durch Umwandlung des Eisens in Schwefeleisen stark geschwächt war. Die Anstalt beabsichtigt, hierüber in einer besonderen Veröffentlichung weitere Aufschlüsse zu geben.

Vielfach genügen die üblichen Abnahmevorschriften für Kesselbleche nicht, um minderwertiges Material auszuschliessen. Ein Material kann z. B. den Würzburger Normen genügen, und doch derart spröde sein, dass ein daraus hergeselltes Blech beim Herunterfallen aus geringer Höhe zerspringt. Man sollte auch bei Kesselmaterial sich in einfachster Weise durch Schlagversuch davon überzeugen, ob es besonderen Grad von Sprödigkeit zeigt oder nicht. Die Sprödigkeit kann bedingt sein durch Ueberhitzung des Bleches; sie kann aber auch infolge schlechter Materialbeschaffenheit eintreten. So zeigte z. B. ein solches sprödes Flusseisenblech starke Schnüre von hochphosphorhaltigen Einschlüssen; sie liessen sich durch eine einfache Aetzprobe mit Kupferammonchloridlösung bereits feststellen; durch analytische Untersuchung wurde weitere Gewissheit gewonnen. In Zerreisstäben machen sich solche phosphorreichen Aussaigerungen im Flusseisen, als sog. „Härteadern“ bemerkbar.

Die *Abteilung für Baumaterialprüfung* bearbeitete 627 Aufträge mit 27 304 Versuchen.

Sehr grossen Umfang hatten wieder die *Deckenprüfungen*.

Zur Prüfung gelangten;

Trägerlose Hohlsteindecken „System *Bremer*“, Winkeleisensteindecken, *Förster*sche Massivdecken, Securadecken, Viktoriasteindecken, „Weltdecken“ (sämtlich ebene Steindecken), massive Decken (System *Kohlmetz*), Massivdecken (System *Ackermann*), Monierdecken, ebene massive Stampfbetondecken mit Eiseneinlagen, Zementbetondecken mit Eisenfedereinlagen, ebene Betondecken, *Eggert*-Decken, Betonbalken (System *Pohlmann*) Decken aus Betoneisengitterträgern (System *Visintini*).

In mehreren Fällen wurde die Prüfung von Decken antragsgemäss auf Bauten vorgenommen und mit Wurfproben verbunden. Die Wurfprobe gibt sehr wertvolle Aufschlüsse über die Widerstandsfähigkeit von Massivdecken gegen örtliche Erschütterungen und verdient deshalb neben der Belastungsprobe erhöhte Beachtung.

In einem Falle wurden Erschütterungsversuche mit freitragenden Wänden aus einfachen und doppelten Gipsplatten vorgenommen, bei denen sich die Wände als sehr widerstandsfähig erwiesen.

Brandproben mit eigens hierfür errichteten Versuchshäuschen ausgeführt, bezweckten die Erprobung von gautschiniertem Holz im Vergleich mit gewöhnlichem Holz, von Gipsplatten zweierlei Art, von wickelbaren Gipsdielen und von vier Kalksandsteinsorten. Die Proben haben ergeben, dass frisch gautschiniertes Holz dem Feuer erheblich besser und länger Widerstand leistet als gewöhnliches Holz.

Die geprüften Gipsplatten haben sich als feuersichere Trennungswände bewährt und die wickelbaren Gipsdielen sind nach den Ergebnissen der Versuche geeignet zur Umhüllung von eisernen und hölzernen Säulen und Trägern. Ihre Anbringung ist nur mit geringen Schwierigkeiten verknüpft und die schwalbenschwanzförmigen Vertiefungen bieten dem Gipsputze guten Halt.

Die Prüfung von Kalksandsteinen ist nicht nur, wie erwähnt, in vier Fällen auf die Feststellung der Feuerbeständigkeit beschränkt gewesen, sondern hat auch nach anderen Seiten hin entsprechend dem schnellen Anwachsen der Kalksandsteinindustrie erhebliche Steigerung erfahren.

In einem Falle sind Kalksandsteine und gewöhnliche Ziegel-

steine gleichzeitig zu demselben Gebäude verwendet und der Brandprobe unterworfen worden. Die Unterschiede beider Steinsorten in ihrem Verhalten gegen die Einwirkung des Feuers und des Wasserstrahles waren gering.

Eine Kalksandsteinfabrik, die anfänglich recht geringwertige Ware erzeugte, hat ihre Erzeugnisse der stetigen Kontrolle der Anstalt unterstellt. Im Laufe der Prüfungen konnten die Steine ständig verbessert werden, so dass sie schliesslich den besten Kalksandsteinen ebenbürtig waren.

Auf Grund der in der Anstalt ausgeführten Untersuchungen ist eine grosse Reihe *neuer Baustoffe* von den Baupolizeibehörden zur Verwendung zugelassen worden, namentlich Kalksandsteine und Dachsteine.

Besonderes Interesse beanspruchen die *Untersuchungen alter Mörtel*, herrührend von Ausgrabungen auf der griechischen Insel Thera. Man hatte gehofft, dass die verschiedenartige Zusammensetzung der Mörtel vielleicht auf das Alter der Bauwerke, die verschiedenen Zeitaltern entstammen, Schlüsse zulassen würde. Es stellte sich aber heraus, dass die Art der Mörtelbereitung durch Jahrhunderte bis auf den heutigen Tag auf dieser Insel fast dieselbe geblieben ist und dass zu allen Zeiten, soweit die ausgegrabenen Bauwerke zurückreichen, dieselben Rohstoffe als Zuschlag- und Färbemittel Verwendung gefunden haben.

Umfangreiche im wissenschaftlichen Interesse ausgeführte Versuchsreihen mit Betonwürfeln gaben Aufschluss über den *Einfluss der Würfelgrösse auf die Druckfestigkeit des Betons*. Nach den Ergebnissen dieser Versuche nimmt die Druckfestigkeit mit zunehmender Würfelgrösse ab, und zwar bei höheren Wasserzusätzen mehr als bei niederen.

Ganz besonders umfangreiche Untersuchungen über die Festigkeits- und Dichtigkeitsverhältnisse von Beton sind im Berichtsjahre auf Antrag des Deutschen Beton-Vereins begonnen worden. Sie sollen Aufschluss geben über die Wirkung verschiedener Kiese im Beton bei gleichem Mischungsverhältnis und gleicher Behandlungsweise, aber mit verschiedenen Wasserzusätzen (feucht und trocken eingerammt). Die Versuche erstrecken sich über einen grösseren Zeitraum.

Die *Prüfung der Portland-Zemente* beansprucht immer noch einen erheblichen Teil der Tätigkeit der Abteilung; namentlich sind im Berichtsjahre vielfach Zemente auf Beimischung von Hochofenschlacke untersucht worden.

Die hierauf gerichteten Prüfungsverfahren sind wesentlich vervollkommnet worden. In allen Fällen konnte festgesellt werden, wieviel freie Schlacke etwa in dem Produkt vorhanden war.

In einigen Fällen wurden für den Export bestimmte deutsche Zemente nach den „argentinischen Normen" geprüft. Diese „Normen" lassen nur einen so geringen Schwefelsäuregehalt der Zemente zu, dass es schwer fallen wird, in Europa Portland - Zemente zu finden, die dieser Bedingung und gleichzeitig den in bezug auf Bindezeit und Festigkeit gestellten Anforderungen entsprechen. Der Grund, weshalb nicht mehr als 0,93 v. H. Schwefelsäure zugelassen werden soll, ist nicht ersichtlich, nachdem jahrelang Portland-Zemente mit 2 v. H. und mehr Schwefelsäure sich bestens bewährt haben.

Zur *vergleichenden Untersuchung von Eisen-Portland-Zement und Portland-Zement* hat der Herr Minister der öffentlichen Arbeiten einen Ausschuss eingesetzt, nach dessen Beschlüssen die Versuche im Berichtsjahre begonnen wurden. Von jeder Bindemittelgruppe sind vier Zemente zur Untersuchung gestellt. Ueber die Ergebnisse soll erst nach Abschluss der Untersuchung berichtet werden.

Grösseren Umfang als bisher hat die Prüfung feuerfester Materialien angenommen. Neben der Schmelzbarkeit der feuerfesten Tone ist in vielen Fällen auch die Druckfestigkeit der daraus hergestellten Steine ermittelt worden, Untersuchungen, die bei den immer wachsenden Abmessungen der Hochöfen und Winderhitzer in neuerer Zeit von noch grösserer Bedeutung sind als früher. Versuche, die Festigkeit feuerfester Steine auch nach Erhitzung auf hohe Wärmegrade festzustellen, sind im Gange.

Von den *für Gerichte abgegebenen Gutachten* betraf eines Fussböden, aus einem neuen Baustoffe hergestellt, die sich nicht bewährt hatten. Das Material war wenig dicht (der Dichtigkeitsgrad der verschiedenen Proben schwankte zwischen 0,593 und 0,648) und saugte an den Stellen, wo es bereits begangen war, aufgespritztes Wasser verhältnismässig schnell auf. Teile des Fussbodenstoffes waren auch in Wasser löslich. Wenn das Material vor seiner Verwendung regelrecht geprüft worden wäre, hätten sich Geld- und Zeitverluste vermeiden lassen.

In einem anderen Falle wurde an Hand eines bestimmten Falles die Zumischung von Gips zum Zement für Putzzwecke, insbesondere zur Herstellung von Gesimsen, als technisch fehlerhaft begutachtet.

Die Arbeiten für die *Neuregelung der Normen für einheitliche Lieferung und Prüfung von Portland-Zement* sind fortgesetzt, aber noch nicht zum Abschluss gebracht worden; insbesondere sind noch Prüfungen im Gange, ein neues zuverlässigeres Verfahren für die Bestimmung der Abbindezeit der Zemente aufzufinden.

Die Anstalt hat vorgeschlagen, den Verlauf der Wärmeänderungen im abbindenden Zement aufzuzeichnen und zur Beurteilung der Zemente in bezug auf Abbindezeit zu benutzen. Die Versuche werden demnächst abgeschlossen.

Auch die Versuche zur Auffindung eines Verfahrens zur Beurteilung der Erhärtungsfähigkeit des Zementes an der Luft werden fortgesetzt.

Die Herstellung und *Kontrolle des Normalsandes* ist in der üblichen Weise fortgesetzt worden und hat zu keinen Beanstandungen geführt. Die Bemühungen zur Auffindung und Einführung eines gemischtkörnigen Normalsandes sind gescheitert.

Inzwischen hat die Anstalt auch die *Kontrolle des Normalkalkes* übernommen, der in den Werken der *Vereinigten Harzer Kalk-Industrie* hergestellt wird und zum Vergleich verschiedener hydraulischer Zuschläge (Puzzolane, Trass u. dergl.) benutzt werden soll.

Zur Auffindung von Verfahren zur Prüfung von Estrichgips sind die Versuche fortgesetzt worden, haben aber noch immer zu keinem brauchbaren Ergebnis geführt.

In der *Abteilung für Papierprüfung*, welcher zugleich auch die Prüfung von Textilstoffen obliegt, wurden 975 Anträge erledigt. Sie entfallen zum grössten Teil auf die vollständige Prüfung von Kanzleipapieren nach den Normen. Unter den Teilprüfungen steht die Feststellung des Widerstandes gegen Zerknittern an erster Stelle.

Die Stoffprüfungen umfassten Versuche auf Festigkeit und Dehnung in Schuss und Kette, der Prüfung von Fäden auf Zugfestigkeit und Dehnung mit Bestimmung der Feinheitsnummer und Drehungszahl, Bestimmung des Aschengehalts, der Faserart in Schuss und Kette, der Fadenzahl auf 1 cm in Schuss- und Kettenrichtung, sowie Untersuchungen auf Schlichte, Farbe, Stärke, Wasserdurchlässigkeit usw.

Von den im Auftrage von Gerichtsbehörden abgegebenen Gutachten betraf eines Pergamentpapier, das infolge starker Brüchigkeit für praktische Verwendung ganz unbrauchbar war. Die ausgeführten Untersuchungen ergaben, dass das beanstandete Pergamentpapier relativ beträchtliche Mengen Schwefelsäure enthielt. Proben aus fünf verschiedenen Rollen entnommen, zeigten: 0,17, 0,28, 0,32, 0,43 und 0,57 v. H. Säure, berechnet als wasserfreie Schwefelsäure.

Im zweiten Falle handelte es sich darum, ob die an der Rückseite von zwei Invaliditätsmarken haftenden Papierreste von einem Quittungskartenkarton herrührten; das Gericht war der Meinung, dass diese Marken bereits auf eine andere Quittungskarte geklebt gewesen, von dieser dann abgelöst und ein zweites mal benutzt worden seien. Nach Ablösung der Marken von der Karte war die Stelle, auf der die Marken gesessen hatten, ganz unversehrt; die an der Rückseite der Marken haftenden Papierreste bestanden aus etwa 35 v. H. Holzzellstoff, 35 v. H. Leinen und 30 v. H. Baumwolle, hatten also eine Stoffzusammensetzung, wie sie die meisten Quittungskarten zeigen; der Verdacht des Gerichts wurde also durch diesen Befund gestützt. Die Aussage des Karteninhabers, dass die Marken in seinem Notizbuch geklebt

hätten und dass die Reste auf der Rückseite der Marken von dem Papier des Buches herrührten, erwies sich als hinfällig, da dieses Papier aus rund 75 v. H. Holzschliff und 25 v. H. Holzzellstoff bestand.

Im dritten Falle wünschte ein Gericht ein Gutachten darüber, ob sich an einer bestimmten Stelle eines Briefes ein scharfer Kniff befunden habe, der nachträglich so entfernt worden sei, dass er jetzt nicht mehr sichtbar erschien. Ein Anhalt hierfür hat sich bei der Prüfung nicht ergeben. Durch photographische Aufnahmen verschieden stark gekniffter und wieder geglätteter Papierproben im auffallenden und durchfallenden Licht kam die Versuchsanstalt zu der Ueberzeugung, dass es kaum möglich sein dürfte, einen scharfen Kniff aus einem Papierbogen soweit zu entfernen, dass die Kniffstelle später nicht mehr nachzuweisen ist.

An mehreren Rollen gefärbter Velourpapiere, die quer zur Bahn Streifen zeigten, war festzustellen, wie diese Streifen, die das Papier wertlos machten, entstanden seien. Der Abnehmer behauptete, dass eine Veränderung der Farbe stattgefunden hätte. Dies war jedoch nicht der Fall. Die Streifen in den Papieren waren vielmehr durch Druck der Rollen gegeneinander im Lager entstanden. Hierdurch wurde die rauhe Oberfläche der Papiere etwas zusammengepresst, und eine andere Lichtwirkung als an den nicht gepressten Stellen hervorgerufen. Die Breite und Deutlichkeit der Streifen nahm von aussen nach innen zu ab, entsprechend dem kleiner werdenden Durchmesser der Rolle. Wurden Proben von den eingereichten Papieren um eine Holzwalze gewickelt und diese dann gepresst, so zeigten sämtliche gedrückte Stellen helle Streifen wie im eingereichten Muster.

Die im Auftrage des Justizministeriums im vorigen Jahre begonnenen Untersuchungen von Farbbändern für Schreibmaschinen auf die Widerstandsfähigkeit der damit hergestellten Schrift wurden im Berichtsjahre fortgeführt, sind aber noch nicht beendet. Soviel kann aber schon ausgesagt werden, dass es Farbbänder gibt, deren Schrift ebenso schwer und in manchen Fällen noch schwerer vom Papier zu entfernen ist als Schriftzüge mit bester Urkundentinte. Man wird daher gewisse Farbbänder, die das Justizministerium den Interessenten s. Zt. bekanntgeben wird, zur Herstellung wichtiger Schriftstücke ohne Bedenken benutzen können.

In der Abteilung für Oelprüfung wurden 709 Proben zu 425 Anträgen geprüft.

Von den umfangreicheren Untersuchungen sind folgende hervorzuheben:

Zwei Rohöle wurden eingehend auf Verarbeitungsfähigkeit durch Destillationsversuche und Paraffinbestimmung geprüft und erwiesen sich als benzinfreie, wenig Paraffin, vorwiegend Schmieröl und in geringer Menge Petroleum enthaltende Oele.

In Dampfzylindern entstandene Rückstände enthielten hauptsächlich benzin- und benzolunlösliche Stoffe (kohlige organische Bestandteile sowie Eisen, Eisenverbindungen und mechanische Verunreinigungen), zum geringeren Teil sehr dickflüssiges dunkles Mineralöl und wenig Wasser.

Zwei aus Mineralöl gewonnene alkoholische Extrakte, welche bei Zimmerwärme harzartige Beschaffenheit zeigten und als Harz angesprochen worden waren, erwiesen sich bei der hier erfolgten Nachprüfung nicht als Harz, sondern als mineralölartige Stoffe, wie sie sich beim Behandeln von reinen Mineralölen durch Extraktion mit 70 v. H. Alkohol gewinnen lassen. Näheres über die Natur solcher Stoffe ist bereits in den „Mitteilungen" 1895, S. 184 berichtet worden.

Zwei Abfallprodukte der Mineralölverarbeitung wurden daraufhin untersucht, ob sie als Säureharze oder Abfallsäure zu bezeichnen seien. Beide Proben bestanden zum weitaus grössten Teil aus Schwefelsäure und enthielten etwas Wasser, schweflige Säure und sonstige Verunreinigungen. An wasserunlöslichen Säureharzen waren in der einen Probe nur Spuren, in der anderen etwa 20 v. H. vorhanden. Die Proben waren hiernach nicht als Säureharze, sondern als Abfallsäuren zu bezeichnen.

Ferner sind zu nennen Untersuchungen von: Transformatorenöle (reine Mineralöle, Harzöle sowie Mischungen aus beiden) auf die Verdampfungsmenge nach fünfstündigem Erhitzen auf 100° C. nach dem in den „Mitteilungen" 1902, S. 67 ff. beschriebenen Verfahren, und von Terpentinölen, Leinölfirnissen und Wollfettoleïn auf Reinheit.

Ueber die im letzten Berichtsjahre ausgeführten analytischen und sonstigen wissenschaftlichen Arbeiten ist folgendes mitzuteilen:

Während bisher bei der Oxydation von Oelsäure in alkalischer Lösung neben wasserlöslichen Säuren nur Dioxystearinsäure gefunden wurde, ergab sich, dass bei Verwendung geringerer Mengen Alkali, als man bisher anwandte, Oxyketostearinsäure als Hauptreaktionsprodukt in geringerer Menge Dioxystearinsäure und wasserlösliche Säuren gebildet werden.

Der Säuregehalt gefärbter Mineralöle lässt sich infolge der störenden Gegenwart des Farbstoffs nicht in üblicher Weise durch Titration ermitteln. Ist der Farbstoff durch verdünnte Salzsäure nicht ausziehbar, so spaltet man ihn durch Erwärmen mit Zinn und Salzsäure oder man schüttelt eine Petrolätherlösung des Oeles mit einer abgemessenen Menge verdünnter alkoholischer Natronlauge und titriert die unverbrauchte Lauge durch Salzsäure bei Gegenwart von Phenolphtaleïn zurück.

Zur Prüfung von Maschinenschmierfetten auf Wassergehalt erwies sich die Vornahme einer Destillation mit Toluol und Abmessen des übergehenden Wassers als zweckmässig. Der Säuregehalt dieser Fette wird durch Erwärmen mit etwas alkoholhaltigem Benzin und Titrieren in der Wärme bei Gegenwart von 50 v. H. - Alkohol und Phenolphtaleïn (als Indikator) bestimmt. Bei dieser Versuchsausführung ist der Umschlag stets scharf.

Die bisherigen Verfahren zur Bestimmung des Tropfpunktes von Fetten, Paraffin, Ceresin usw. liefern nicht immer scharfe Ergebnisse, da es bei diesen Verfahren schwer möglich ist, immer gleiche Mengen Fett auf das Thermometer bezw. das Stäbchen aufzutragen. Daher wurde für die Bestimmung des Tropfpunktes ein neuer Apparat konstruiert, der stets gleiche Mengen Fett in gleichartiger Weise einzufüllen gestattet und infolge dessen sehr genaue Ergebnisse liefert.

Im Auftrage des Ministers für Handel und Gewerbe wurden Versuche über den Nachweis von Mineralölpech in Fettpechen sowie zur Gewinnung von Unterlagen für die zolltechnische Behandlung von Mineralölrückständen in Angriff genommen.

Kleinere Mitteilungen.

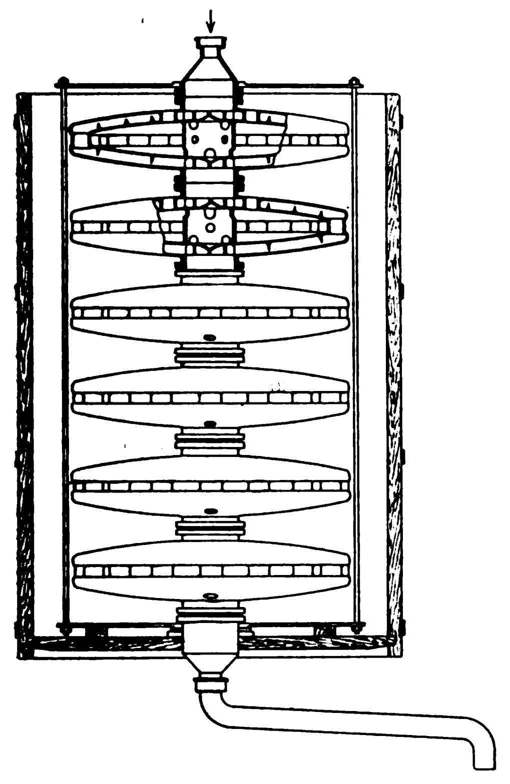
Linsenkühler, System Kypke.

Im allgemeinen hat man sich bisher in der Säuretechnik an denjenigen Stellen, wo Tonkühler verwendet werden, der Schlangen bedient, was auch, soweit Destillationen von Salpetersäure und Essigsäure in Betracht kommen, noch heute fast allgemein geschieht. Diese Schlangen bestehen aus einem Stück und werden bis zu Längen von 30 m und darüber angefertigt; sie bieten also den Vorteil, dass sich unterhalb des Kühlwassers keine Verbindungsstelle befindet und hierdurch, sofern nicht Bruch eintritt, keine Veranlassung zum Leckwerden vorliegt. Die Schlangen werden aber nicht über 75 oder höchstens 90 mm Rohrdurchmesser angefertigt, weil noch grössere Rohre sich auf einem gegebenen Durchmesser von etwa 1,20 m nicht mehr gut biegen lassen und auch zu dick im Scherben ausfallen würden, besonders aber, weil bei einem Rohrdurchmesser von mehr als 90 mm im Innern der Schlange ein verhältnismässig grosser ungekühlter Gaskern sich entlang zieht, wodurch die Wirkung der Kühlschlange gegenüber dem durch die vergrösserten Abmessungen erhöhten Preis nicht gleichen Schritt hält.

Nun gibt es aber Anwendungsarten von Kühlern, bei denen grosse, freie Querschnitte von wesentlich mehr als 90 mm Durchmesser durchaus Bedingung sind. Bei dieser Grösse ist die An-

wendung von Kühlschlangen nicht tunlich, dagegen lässt sich für diese Zwecke der *Kypke*sche *Linsenkühler* mit Vorteil anwenden. Er bezweckt, auf einem möglichst geringen Kühlbottichraum die denkbar grösste Anzahl von Quadratmeter Kühlfläche unterzubringen. Im Prinzip ist diese Aufgabe dadurch gelöst, dass flache, runde, scheibenartige Hohlkörper, sog. „Linsen", dicht übereinander im Bottich angebracht sind, und von dem zu kühlenden Gas durchstrichen werden. Beträgt der Durchmesser dieser scheibenartigen Hohlkörper beispielsweise 1 m, so würde die Kühlfläche einer einfachen Linse rund $2 \times 0{,}7854 = 1{,}5708$ qm betragen. Die Höhe der einzelnen Linsen ist etwa 7—10 cm, die Grösse der Kühlfläche f. d. lfd. m Bottichhöhe also verhältnismässig gross.

Die Verbindung der einzelnen Linsenkühlerelemente untereinander geschieht, um jede Hebelwirkung zu vermeiden, durch



zentral angebrachte Stutzen, die von grossem Querschnitt und aufeinander geschliffen sind; durch Zwischenlage von Asbest oder Gummi können sie sehr gut gedichtet werden, indem sämtliche in Verwendung kommenden Linsenkühlerkörper durch ein einfaches Eisengestell von oben nach unten zusammengepresst werden. Um nun aber zu vermeiden, dass die in die oberste Linse eintretenden Gase durch die Mittelachse sofort nach unten gehen und dort austreten, ist bei den sogenannten „einfachen" Linsen im Innern eine Scheibe angebracht. Sie führt die Gase dicht unter der oberen Wand der gekühlten Linse entlang an die Peripherie, von wo sie nun an der unteren, ebenfalls gekühlten Fläche der Linse entlang streichen, wieder zur Mitte zurückgehen und in das nächste Linsenelement eintreten. Dadurch wird die ganze Fläche, die die Linse als Kühlfläche bietet, auch wirklich ausgenutzt.

Eine zweite Ausführungsform bilden die sogenannten „Doppellinsen" (Fig. 1). Bei dieser Konstruktion sind je zwei Linsen dadurch zu einem Ganzen vereinigt, dass an der Peripherie eine Reihe von kurzen Verbindungsröhrchen zwischen den beiden Linsen angeordnet sind, durch welche die Gase, nachdem sie durch die obere Linse gegangen sind, in die untere eintreten. In der letzteren wandern sie wieder der Mitte zu, um in die nächste Doppellinse überzutreten. Da die Verbindung am Umfang bei diesen Doppellinsen wegfällt, so ist die gesamte Höhe, welche die vier Kühlflächen beanspruchen, viel geringer, als wenn man mit zwei einzelnen Linsen arbeitet. Ausserdem fällt auch immer jede zweite Flanschverbindung fort, so dass man es nur mit der Hälfte der Dichtungsflächen zu tun hat.

Zum Zusammenhalten der Kühlelemente dienen zwei Kreuzstücke mit zwei, drei oder vier Armen, die durch Stangen zusammengehalten werden.

Als Vorteil ist es anzusehen, dass ein solcher Kühlapparat, da er aus mehreren einzelnen Teilen besteht, beim Bruch eines einzelnen Teiles nicht ganz unbrauchbar wird, sondern nur die Erneuerung des zerbrochenen Teiles erforderlich ist, um den Apparat wieder arbeitsfähig zu machen. Ferner gestattet die Konstruktion. dass ein Teil der Linsen aus dem Kühlwasser herausragen und somit als Luftkühler dienen kann, was den Vorteil hat, dass der Wärmeunterschied zwischen den eintretenden Gasen und dem äusseren Kühlwasser nicht zu schroff ist, sondern zunächst durch den viel geringeren Wärmeunterschied zwischen den eintretenden Gasen und der umgebenden Luft gemildert wird. Endlich kann man einen solchen Kühler, falls er für andere Zwecke als bisher gebraucht werden soll, beliebig verlängern oder verkürzen, so dass er ganz den erforderlichen Abmessungen der Kühlfläche angepasst werden kann.

Was die Anwendung der Linsenkühler betrifft, so dienen sie unter Ausnutzung ihrer ausserordentlich grossen Querschnitte ganz besonders als Gaskühler sowohl in der Salzsäureindustrie als auch in der elektrolytischen Industrie, im letzteren Falle zum Kühlen der elektrolytisch gewonnenen Gase (Chlor usw.) Aber auch für eine Reihe von anderen Zwecken sind sie zu verwenden. Die kleineren Sorten dienen als Kühler für Dampf von destillierenden Flüssigkeiten, so bei Essigsäure, auch bei Salpetersäure und dergl. Natürlich können die Linsenkühler auch gleichzeitig als Absorptionsapparate [1]) gebraucht werden, in diesem Falle schickt man von oben her einen Flüssigkeitsstrom durch den Apparat, während die Gase in entgegengesetzter Richtung von unten nach oben dem Flüssigkeitsstrom entgegensteigen und auf ihrem Wege absorbiert werden, unter gleichzeitiger intensiver Abkühlung der absorbierenden Flüssigkeit. Es ist bekannt, dass, je kälter die zu absorbierende Flüssigkeit ist, sie desto mehr von dem zu absorbierenden Gas aufzunehmen vermag.

Die Scherbenstärke dieser Linsenkühler ist ausserordentlich gering, damit die Kühlwirkung des Wassers gut zum Ausdruck kommt; aus diesem Grunde lassen sie sich aber nicht für Vakuumdestillation benutzen, für diesen Zweck dienen am besten die bekannten Tonschlangen mit rundem Querschnitt.

Die Fabrikation dieser Linsenkühler liegt in den Händen der *Deutschen Ton- und Steinzeugwerke, A.-G.*, Charlottenburg.

[1]) D. p. J. 1903, **318**, S. 179.

Bücherschau.

Aus der amerikanischen Werkstattpraxis. Bericht einer Studienreise in den Vereinigten Staaten von Amerika. Von *Paul Möller*, Dipl.-Ing. Berlin, 1904. Julius Springer.

Im Interesse der deutschen Maschinenindustrie hatte der „Verein deutscher Ingenieure" auf der 43. Hauptversammlung beschlossen, zum Zweck des Studiums amerikanischer Maschinenfabriken einen Ingenieur zu entsenden, welcher die amerikanischen Betriebsweisen an Ort und Stelle beobachten sollte, die auf Ausstellungen, wenigstens nicht leicht, zu erkennen sind.

Die Ergebnisse einer fast sieben Monate dauernden Studienreise sind in der Zeitschrift in einer Reihe Einzelberichte bereits veröffentlicht und diese in dem vorgenannten Werke zusammengefasst.

Es ist ein richtiger Grundsatz, dass man im wirtschaftlichen Wettkampf bei Zeiten die Waffen kennen sollte, die dem Gegner zum Siege oder zum Erfolge befähigen. Ebenso richtig ist es,



dass die blosse Kenntnis von Einrichtungen, Werkzeugen und Maschinen nicht zureichend ist, solange man nicht die Verhältnisse kennt, unter welchen sich diese, sozusagen naturgemäss entwickelt haben.

Viele amerikanische Einrichtungen sind deutschen Verhältnissen nicht anzupassen, und es ist auch gar nicht nötig, dieselben ohne weiteres anzunehmen, auch wenn sie Erfolg versprechend scheinen. Die Hauptsache ist aber doch, dass man die Anregung nicht ausser acht lässt und dass die Bedenklichkeiten bei Zeiten überwunden werden, welche die Kosten der Neuerungen in der Betriebsweise verursachen, um mit freiem Blick in die neuen Bahnen einlenken zu können.

Dass Neugründungen gegenüber älteren Werken hierbei im Vorteile sind, ist kaum zu leugnen, ebenso wie die Gunst örtlicher Verhältnisse eine wichtige Rolle spielt.

Die grossartige Entwicklung des Werkzeugmaschinenbaues namentlich in Berlin, welcher die amerikanische Bauweise unbedenklich angenommen und fortentwickelt hat, ist Beweis dafür, dass eine rasche Auffassung des Neuen erfolgreich sein kann.

Da nun der Werkzeugmaschinenbau nicht nur die Bedürfnisse der sämtlichen anderen Zweige des Maschinenbaues befriedigen, sondern denselben in der Arbeitsführung mit gutem Beispiele vorangehen soll, so hängt die Leistungsfähigkeit des einen von den Fortschritten des anderen Zweiges ab.

In der Einleitung dieses Berichtes werden die Ursachen der amerikanischen Erfolge erwähnt und die ins riesige zunehmende Produktion der Rohstoffe durch Diagramme erläutert. Die Beschränkung auf bestimmte Sondergebiete, die Spezialisierung der Konstruktionsformen, das Schaffen der Standformen, der Standards, bilden den leitenden Grundsatz des amerikanischen Maschinenfabrikanten, welcher bemüht ist, auf seinem oft engbeschränkten Gebiete Vorzügliches zu leisten. Dadurch werden Vorteile in der Fabrikationsweise ermöglicht, die sonst kaum erreichbar wären und Kosten erspart, die den Preis des Produktes bedeutend verbilligen. Diese Richtung, welche der Massenfabrikation zusteuert, hat gewiss ihre gute, aber auch ihre schwache Seite.

Ihre Schattenseite, sofern das Objekt der Fabrikation zu beschränkt ist, also nicht genug Anregung zum Fortschritt gewährt, und eine stumpfe Einseitigkeit Platz greift, die alle technische Wissenschaft entbehrlich macht. Wenn sich ein Werk ausschliesslich auf den Bau von Lokomotiven, Dampfmaschinen, Gasmotoren usw. verlegt und hierin spezialisiert, so wird niemand von einer Entbehrlichkeit technisch gebildeter Hilfskräfte sprechen können, wenn aber eine Fabrik sich ausschliesslich mit dem Bau einer einzigen Abart von Drehbänken oder Bohrmaschinen beschäftigt, so reichen einige alte Praktiker hin, um den Betrieb im Schuss zu halten, bis eines Tages wegen Mangel an Arbeit das Ganze zum Stillstand kommt.

Trotzdem scheinen, wie das *Möller* in seinem Berichte darlegt, die Vorteile einer weitgehenden Spezialisierung grösser als deren Nachteile zu sein.

Sehr anregend sind einzelne Abschnitte behandelt, so z. B. jener über das Messverfahren und die Angabe der Masse, welche bei uns nach den Grenzen der Flächen und Körperkanten, sowie nach Abstand der Mittel- und Achslinien erfolgt, während in einzelnen amerikanischen Werken die Massangabe nach rechtwinkligen oder nach Polarkoordinaten erfolgt, so dass bei einer Winkeldrehung der Planscheibe bezw. bei einer normalen Verschiebung der Aufspann- oder Werkzeugschlitten die gewünschte relative Lage des Werkstückes zum Werkzeug oder umgekehrt erhalten wird, ein Messverfahren, welches im allgemeinen nicht bekannt sein dürfte. Dagegen sind die im II. Kapitel behandelten Messwerkzeuge in Deutschland ziemlich allen Maschinenbauern geläufig. Das III. Kapitel, in welchem die Einspannvorrichtungen vorgeführt werden, ist lehrreich, und weil das Thema unerschöpflich bleibt, so ist eine Erweiterung der Gesichtspunkte dankbar zu begrüssen. Uebrigens wird bei uns auf diesem Gebiete schon bemerkenswertes geleistet.

Dem Kapitel „Gesenkschmieden“ folgt unmittelbar das Kapitel „Schleifen“. Da in letzter Zeit in englischen und deutschen Zeitschriften dieses Schleifen ausführlich behandelt worden ist, so erscheint dasselbe Verfahren hier zu knapp bedacht, was auch dem folgenden Kapitel „Das Fräsen“ nachzusagen wäre.

Doch darf nicht ausser acht gelassen werden, dass bei eingehender Behandlung dieser wichtigen Arbeitsverfahren dieser Bericht zu umfangreich ausgefallen wäre. Im Kapitel „Bohren“ ist mit Recht das Tiefbohren hervorgehoben, doch ist das Vielfachbohren kaum erwähnt. Zum Schluss der Arbeitsverfahren werden „Kaltwalzen“ und „Kalthämmern“ sowie die Stoss- und Räumarbeiten flüchtig erwähnt.

Dagegen wird dem elektrischen Antrieb der Werkzeugmaschinen und der Verwendung der Druckluft in der Werkstatt eine ausführlichere Behandlung zuteil, so dass darin der Fachmann manches Neue finden wird.

Eine ganz besonders sorgfältige Bahandlung hat das Kapitel über „Anlage und Einrichtung von Werkstätten“ erfahren, in welchem durch zahlreiche, entsprechend behandelte und durch Pläne und Querschnittszeichnungen hinreichend erläuterte Beispiele die wesentlichen Gesichtspunkte dargelegt werden, nach welchen der Maschineningenieur beim Entwerfen von Fabrikanlagen vorzugehen hat. Dieses Kapitel XII dürfte wohl die erste grössere geschlossene Abhandlung auf diesem Gebiete sein, während das Kapitel XIII die Organisation von Maschinenfabriken betreffend im Werke von Dr. *R. Grimshaw* einen würdigen Vorgänger besitzt. *Pregél.*

Neue ausgeführte Eisenkonstruktionen. Sammlung von Eisenbauausführungen erster Firmen. Zusammengestellt und gezeichnet von *Julius Hoch*, Ingenieur, Oberlehrer an der staatlichen Baugewerkschule in Lübeck. 1. Abteilung, enthaltend 25 Blatt. Berlin, 1904. Wilhelm Ernst & Sohn.

Sowohl Studierende und Fachschüler, als auch der junge Ingenieur entbehren ein Werk über Eisenkonstruktion, das für die Zwecke der Konstruktion und der Praxis „direkt“ geeignet ist. Es ist ohne weiteres einleuchtend, dass die besten Vorlageblätter nur von Firmen bezogen werden können, die auf diesem Gebiete ausführend tätig sind, und die durch die Güte ihrer Arbeiten sich bereits einen Namen gemacht haben. Daher auch die grossen Schwierigkeiten, die sich der Herausgabe eines derartigen Werkes entgegenstellen, Schwierigkeiten, die oft nicht nur materieller Natur sind, sondern die meist auch auf anderem Gebiete ihre Ursache haben, indem die Fabriken ihre Konstruktionen, ihre Tabellen, ja selbst ihre Berechnungsmethoden als Geheimnis betrachten und bewahren. Freudig zu begrüssen ist es daher, dass Herr Ingenieur *Hoch* es verstanden hat, diese Lücke in der technischen Literatur mit vorliegender Sammlung von Musterkonstruktionen auszufüllen. Was Einzelheiten der Konstruktionen anlangt, so macht sich die Ausrundung der Knotenbleche sehr schön, dadurch werden massive, klobige Konstruktionen vermieden. Die Futterstücke, die in bestimmten Abständen die einzelnen Stäbe verbinden, sind an diese durch zwei Nieten angeschlossen; ich glaube, dass auch ein Niet reicht. Uebrigens ist dies charakteristisch für die Konstruktionen, ebenso wie die Binderauflagerung auf Blatt 14, die in Süddeutschland nicht gemacht wird. Es soll damit selbstverständlich nicht gesagt sein, dass diese Ausführungen dadurch mangelhaft wären. Auf Blatt 15 ist das Knotenblech zu gleicher Zeit als Stosslasche benützt. Man kann dies ja tun, doch schreibt die Generaldirektion der Kgl. bayerischen Staatsbahnen in ihren „Grundlagen für Herstellung eiserner Brücken- und Hochbaukonstruktionen“ vor, dass Knotenbleche zur Verlaschung von Gurtstäben möglichst wenig mit verwendet werden sollen. Die Stösse sind daher zweckmässig neben dem Knotenblech anzuordnen. Das Hauptkapitel bilden die Dachkonstruktionen, die durchweg mustergültig sind. Dieselben werden jedem Konstrukteur gute Dienste leisten. Die Stablängen sind alle auf $\frac{1}{2}$ Millimeter ausgerechnet. Sehr bequem sind auch die Niet- und Schraubentabellen. Interessante Durchbildung und konstruktives Geschick zeigen die Ausführungen der Knotenpunkte. Auch die übrigen Blätter sind gut durchgearbeitet. Selbst das moderne Gebiet der Auswechslungen ist an einem Beispiele erläutert. Es ist dies der Ladenumbau in Charlottenburg, Wilmersdorferstr. 38a, ausgeführt von *Pfeiffer & Druckenmüller* in Berlin SW. So zeigt Blatt 18 zwei Ständer von 3,34 und 3,56 m Höhe, bestehend aus vier bezw. drei ⊏-Eisen. Lehrreich wirkt der Anschluss der einzelnen Träger an die Stützen, wie dies auch auf Blatt 20 der Fall ist. Durch Zeichnungen der Einzelteile, die überall in grossem, deutlichem Masstabe ausgeführt sind, wird das Werk klar verständlich, auch ohne dass ein Text beigegeben ist. Die letzten Blätter enthalten die Darstellungen einer schmiedeeisernen Treppe (Blatt 21). Blatt 22 und 23 zeigt die Badehalle der *Schultheiss' Brauerei*, Blatt 24 und 25 ein photographisehes Atelier für *G Mix* in Danzig, sämtliche Konstruktionen ausgeführt von *Pfeiffer & Druckenmüller* in Berlin. Zusammenfassend kann ich mein Urteil nur dahin abgeben, dass in der vorliegenden Sammlung von „neuen ausgeführten Eisenkonstruktionen“ eine wertvolle Gabe für Schule und Praxis geschaffen ist. Für die Lehrer der Eisenkonstruktion und auch für den in der Praxis stehenden Ingenieur ist das Werk wegen seines hohen praktischen Wertes nur zu empfehlen. *A. Marx.*

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

DINGLERS POLYTECHNISCHES JOURNAL.

86. Jahrg., Bd. 320, Heft 12. **Berlin, 25. März 1905.**

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 80 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.



Die Bemessung der Auslassteuerung der Dampfmaschinen auf Grund der Ausströmungsgesetze.

Von **W. Schüle**, Breslau.

(Fortsetzung von S. 166 d. Bd.)

Die Versuche.

Maschine I.

Niederdruckseite einer Verbundlokomobile. $D = 540$ mm Zyl.-Durchm., $H = 440$ Hub, $n = 100{,}4$ Umdr., Kolbenstange vorn 55, hinten 40 Durchm. Kanalweite 25 mm, Breite 365 mm (aus der masstäbl. Zeichnung gemessen).

Für die hintere Seite folgt daraus mit

$$c_m = \frac{0{,}44 \cdot 100{,}4}{30} = 1{,}473 \text{ m/sek.},$$

$$O = 2290{,}2 - 12{,}6 = 2277{,}6 \text{ qcm},$$

$$F = 2{,}5 \cdot 36{,}5 = 91{,}3 \text{ qcm Kanalquerschnitt}$$

der Wert der Kontinuitätsgeschwindigkeit

$$u = \frac{2277{,}6 \cdot 1{,}473}{91{,}3} = 36{,}7 \text{ m/sek.}$$

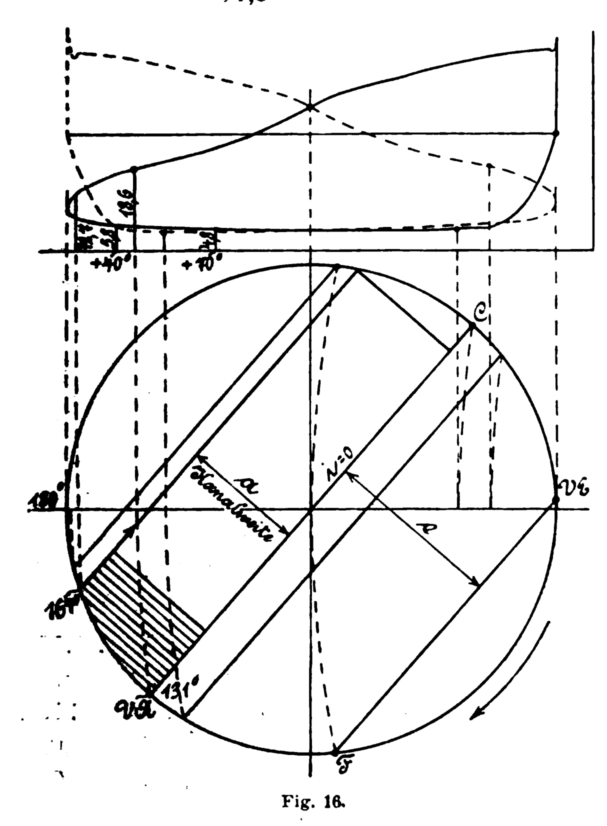


Fig. 16.

Die Steuerungsmasse wurden mit Hilfe der masstäblichen Zeichnung und der Dampfdiagramme beider Zylinderseiten nach Möglichkeit genau ermittelt. Schieber- und Dampfdiagramme Fig. 16. Daraus ergab sich die Eröffnungskurve Fig. 17, aus der die reduzierte Kurve abgeleitet ist für

$$x_0 + s_0 = 1 + 0{,}07 - 0{,}14 = 0{,}93.$$

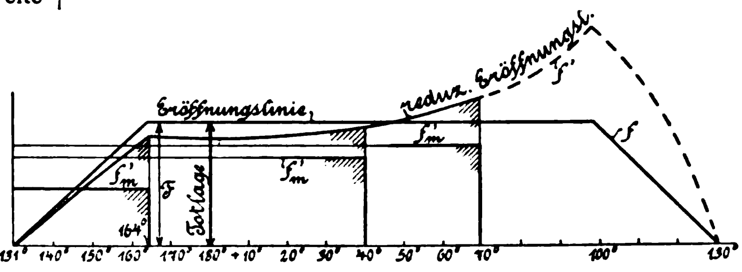


Fig 17. Maschine I.

Nach Gleichung V) ist nun

$$\log\left(\frac{p_i'}{p_0} \cdot \frac{x + s_0}{x_0 + s_0}\right) = -\frac{0{,}617\,k}{u \cdot (x_0 + s_0)} \cdot \frac{f_m'}{F} \cdot (\varphi - \varphi_a),$$

daher:

$$k = -\frac{u \cdot (x_0 + s_0)}{0{,}617 \cdot \frac{f_m'}{F} \cdot (\varphi - \varphi_a)} \cdot \log\left(\frac{p_i'}{p_0} \cdot \frac{x + s_0}{x_0 + s_0}\right)$$

$$= -\frac{55{,}4}{\frac{f_m'}{F} \cdot (\varphi - \varphi_a)} \cdot \log\left(\frac{p_i'}{p_0} \cdot \frac{x + s_0}{x_0 + s_0}\right).$$

Aus dem Dampfdiagramm Fig. 17 ergibt sich für

$\varphi =$	131° (Vorausstr.)	164°	+ 40°	+ 70°
$p_i =$	18,6 = (p_0)	12,7	5,8	4,8 mm
$x + s_0 =$	0,93 = $(x_0 + s_0)$	1,055	0,97	0,785.

Die f'-Linie der Fig. 8 ergibt ferner die Werte

$\frac{f_m'}{F} =$	0,472	0,725	0,811	für
$\varphi - \varphi_a =$	33°	89° (+ 40°)	119° (+ 70°).	

Für die drei Punkte folgen daraus nacheinander die Werte

$$k = 0{,}394$$
$$k = 0{,}415$$
$$k = 0{,}379,$$

also im Mittel $k = 0{,}39$. Mit Rücksicht auf die nicht völlig scharfen Unterlagen ist dies eine gute Uebereinstimmung. Fehler von 0,1 bis 0,2 mm bei der Ablesung

der Drucke aus dem Dampfdiagramm beeinflussen k in der zweiten Dezimale schon empfindlich.

Es ist auch, und dies gilt ebenso für das Folgende, zu beachten, dass der Federmasstab der Indikatoren u. U. erheblichen Abweichungen von dem Nennwert unterliegt, was die Festlegung der absoluten Nullinie erschwert. Um diese richtig zu erhalten, müsste ferner der Barometerstand während der Versuche bekannt sein. Beträgt dieser z. B. 760 mm, so liegt bei einem Federmasstab von 10 mm/kg die absolute Nullinie um $10 \cdot 1{,}033 = 10{,}33$ mm unter der atmosphärischen Linie. Man begeht daher einen Fehler von 0,33 mm, wenn man den Abstand der beiden Linien mit 10 mm einträgt.

Um aus dem Ausflussfaktor k den Ausströmkoeffizienten μ zu erhalten, muss die Feuchtigkeit des Dampfes zu Beginn der Ausströmung bekannt sein.

Der stündliche Speisewasserverbrauch betrug 580 kg. Bei jeder Füllung gelangt daher in den Zylinder

$$\frac{580}{60 \cdot 200{,}8} = 0{,}0482 \text{ kg}$$

Dampf.

Am Ende der Expansion beträgt nach dem Diagramm der Dampfdruck 0,72 kg/qcm abs. Dies ergibt einen Inhalt des Zylinders von

$$0{,}93 \cdot O \cdot H \cdot 0{,}427 = 0{,}0397 \text{ kg}$$

trockenem Dampf.

Da der schädliche Raum

$$0{,}07 \cdot OH \cdot 0{,}582 = 0{,}0041 \text{ kg}$$

Dampf enthält, so ist der Gesamtinhalt an nassem Dampf

$$0{,}0482 + 0{,}0041 = 0{,}0523 \text{ kg}.$$

Die spezifische Dampfmenge ist also

$$x = \frac{0{,}0397}{0{,}0523} = 0{,}76$$

am Ende der Expansion.

Daher ist

$$\mu = \frac{0{,}39}{\sqrt{0{,}76}} = \underline{0{,}446}.$$

Maschine II.

Zylinderdurchm. $D = 554$ mm, Hub $H = 1250$ mm, $n = 54$ bis 58 Umdr., Kolbenstange vorn $d = 100$ mm. Kanalweite 45 mm, Kanalbreite 520 mm. (Bei grosser Kompression Verengung der Kanalweite auf $0{,}73 \cdot 45 = 32{,}9$ mm.) Die Kompressionswege sind bei beiden Kompressionsgraden vorn und hinten an der Maschine selbst während der Versuche bestimmt worden. Anderseits wurden von mir aus der masstäblichen Zeichnung der Auslassteuerung die Wegdiagramme Fig. 18 abgeleitet, die gute Uebereinstimmung der Kompressionswinkel mit den

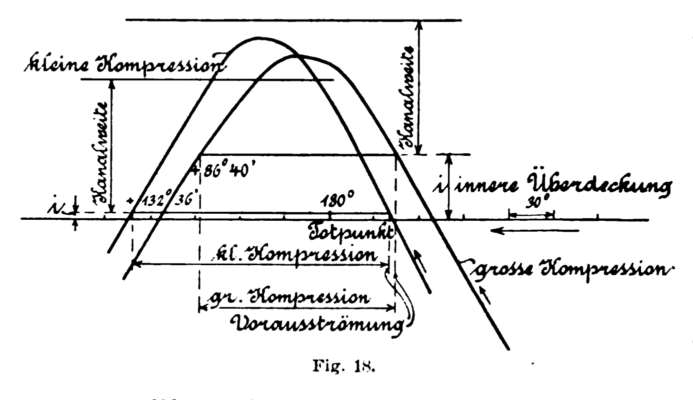


Fig. 18.

gemessenen Werten der Kompressionswege ergeben. Daraus ist zu schliessen, dass auch die Vorausströmungswinkel durch dieses Diagramm richtig wiedergegeben werden und dass auch die daraus entnommenen Eröffnungsdiagramme Fig. 19 und 20 hinreichend genau sind.

Die Dichtheit der Einlasschieber (und der Auslassschieber) wurde geprüft; die Feuchtigkeit des Zylinderdampfes kann aus den ausführlichen Tabellen leicht abgeleitet werden. Alle diese Umstände machen diese bekannten und ausgezeichneten Versuche auch für den vorliegenden Zweck besonders geeignet. —

Es folgt nun aus den Angaben mit $c_m = \frac{1{,}25 \cdot 58}{30}$

Fig. 19.

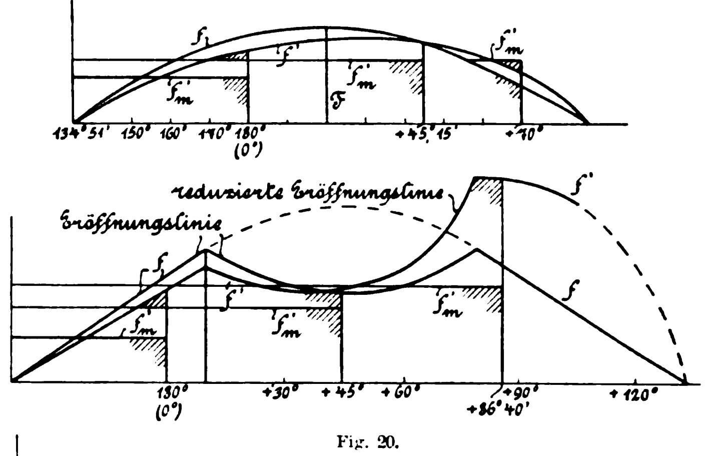


Fig. 20.

$= 2{,}42$ m/sek. und $O = 2410{,}5 - 78{,}5 = 2332$ qcm (vorn)

für *grosse Kompression*

$$u_{gr.} = \frac{2332 \cdot 2{,}42}{4{,}5 \cdot 0{,}73 \cdot 52} = 33{,}2 \text{ m/sek.},$$

für *kleine Kompression*

$$u_{kl.} = 33{,}2 \cdot 0{,}73 = 24{,}1 \text{ m/sek.}$$

Für grosse Kompression ist die Vorausströmung 17 v. H. (134° 51'), für kleine Kompression 14 v. H. (139° 42').

Mit 3,5 v. H. schädlichen Raum ist also

für grosse Kompression

$$x_0 + s_0 = 1 + 0{,}035 - 0{,}17 = 0{,}865,$$

für kleine Kompression

$$x_0 + s_0 = 1 + 0{,}035 - 0{,}14 = 0{,}895.$$

Daraus folgt nun, wie unter I,

für grosse Kompression

$$k = -\frac{46{,}6}{\frac{f_m'}{F} \cdot (\varphi - \varphi_a)} \cdot \log\left(\frac{p_i'}{p_0} \cdot \frac{x + 0{,}035}{0{,}865}\right)$$

für kleine Kompression

$$k = -\frac{34{,}95}{\frac{f_m'}{F} \cdot (\varphi - \varphi_a)} \cdot \log\left(\frac{p_i'}{p_0} \cdot \frac{x + 0{,}035}{0{,}895}\right)$$

Mit Mantelheizung, grosser Kompression, Wassereinspritzung.

Fig. 21 (a. a. O., Diagr. 12).

Das Diagramm ergibt (Fig. 21)

	$p_0 = 11{,}5$ mm	$p_i' = 5{,}3$	2,0	1,75 mm
bei	134° 51' (*VA*)	0°	+ 45°, 15	+ 70°
	$\varphi - \varphi_a =$	45°, 15	90°, 30	115°, 15
	$x + s_0 =$	1,035	0,865	0,660.
Damit wird $k =$		0,596	0,606	0,594.

Im Mittel ist also $k = 0{,}598$.

Die Uebereinstimmung der Werte von k für die sehr weit auseinander liegenden Punkte ist gut.

Die Dampfnässe bestimmt sich aus folgenden Tabellenwerten (a. a. O., No. 31).

Dampf in den Zylinder gelangt (Spalte 18) 8,758 kg/PS/St.
Inhalt des schädlichen Raumes („ 21) 0,966 „

Gesamtinhalt 9,724 kg.

Durch die Diagramme nachgewiesen bei 80 v. H. Kolbenweg (Spalte 20) . . 7,688 kg.

Daraus folgt die spezifische Dampfmenge am Ende der Expansion

$$x = \frac{7,688}{9,724} = 0,790, \text{ daher } \sqrt{x} = 0,89.$$

Hiermit wird der Ausflusskoeffizient:

$$\mu = \frac{0,598}{0,89} = 0,67.$$

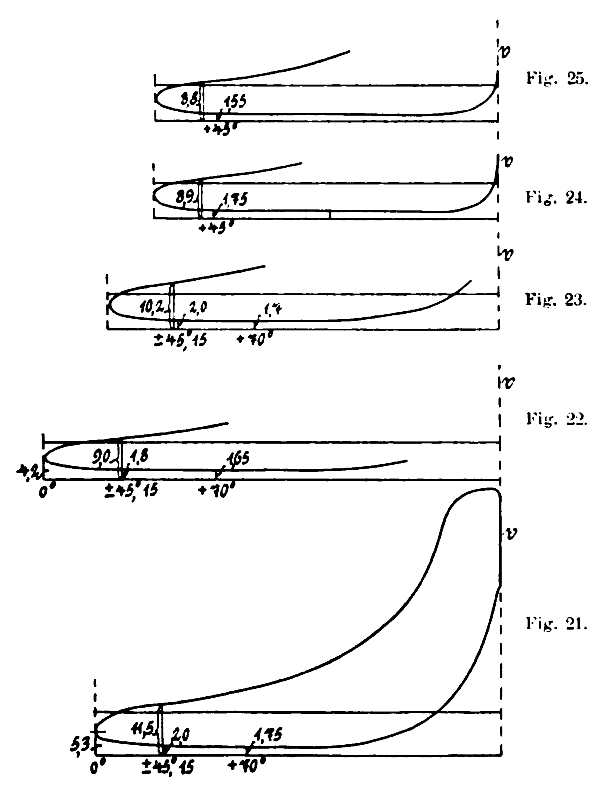


Fig. 25. Fig. 24. Fig. 23. Fig. 22. Fig. 21.

Mit Mantelheizung und grosser Kompression.
Fig. 22 (a. a. O., Diagr. 1).

Für dieselben Stellen ergibt das Diagramm

$p_0 = 9,0$ mm, $p_i' = 4,2$ 1,8 1,65 mm,
und hiermit $k = 0,573$ 0,573 0,545.

Wir setzen $k = 0,57$.

Die spezifische Dampfmenge ist nach Tab. 12

$$x = \frac{6,899}{9,091} = 0,758,$$

$$\sqrt{x} = 0,870,$$

daher
$$\mu = \frac{0,57}{0,87} = 0,66.$$

Ohne Mantelheizung und mit grosser Kompression.
Fig. 23 (a. a. O., Diagr. 8).

Mit $p_0 = 10,2$ mm, $p_i' = 2,0$ für $+ 45^0$, 15, $p_i' = 1,7$ für $+ 70^0$ wird $k = 0,567$ bezw. 0,566.

x ermittelt sich aus No. 20 zu 0,720, aus No. 19 zu 0,730.

Mit $x = 0,725$, $\sqrt{x} = 0,855$ wird also

$$\mu = \frac{0,567}{0,855} = 0,66.$$

Ohne Mantelheizung uud mit kleiner Kompression.
Fig. 24 (a. a. O. Diagr. 11).

Mit $p_0 = 8,9$ mm und $p_i' = 1,75$ mm bei $+ 45^0$ ermittelt sich $k = 0,53$. Aus No. 29 (Tabelle) wird $x = 0,66$; also mit $\sqrt{x} = 0,813$

$$\mu = \frac{0,53}{0,813} = 0,65.$$

Mit Mantelheizung und mit kleiner Kompression.
Fig. 25 (a. a. O. Diagr. 10).

Mit $p_0 = 8,8$ mm und $p_i' = 1,55$ mm bei $+ 45^0$ wird mit $\frac{f_m'}{F} = 0,562$ und $x = 0,728$ (Tab., 22)

$$k = 0,561 \text{ und}$$
$$\mu = 0,66.$$

Wir erhielten also in diesen fünf *verschiedenen* Fällen den Wert des Ausströmungskoeffizienten nacheinander zu 0,67, 0,66, 0,66, 0,65, 0,66. Die Uebereinstimmung lässt nichts zu wünschen übrig. Wir können

$$\mu = \mathbf{0,65}$$

als Durchschnittswert setzen.

Maschine III (Ventilmaschine).

Abmessungen: $D = 505$ mm Zylinderdurchmesser, $H = 1010$ mm Hub, $n = 64$ Umdreh., $d = 75$ mm durchgeh. Kolbenstange.

Nockenhöhe der unrunden Scheibe 22 mm, innerer Nockenkreis 160 mm Durchm., Hebelrolle ∾ 100 mm Durchm.

Ventildurchmesser 170 mm.

Die Abmessungen sind zum Teil gemessen, zum Teil entstammen sie Angaben des Besitzers der Maschine.

Die Kolbengeschwindigkeit ist

$$c_m = \frac{1,01 \cdot 64}{30} = 2,15 \text{ m/sek.},$$

die Kolbenfläche $O = 1959$ qcm. Der Ventilquerschnitt kann zu 168 qcm geschätzt werden (vgl. *Häder,* Steuerungen). Damit ergibt sich

$$\mu = \frac{1959 \cdot 2,15}{168} = 25 \text{ m/sek.}$$

Der erforderliche Ventilhub beträgt 16 mm, so dass der Ueberhub (falls kein Spielraum vorhanden ist) 6 mm ist.

Der Kolbenweg beim Ausströmungsbeginn konnte an der Maschine selbst nicht gemessen werden. Aus den

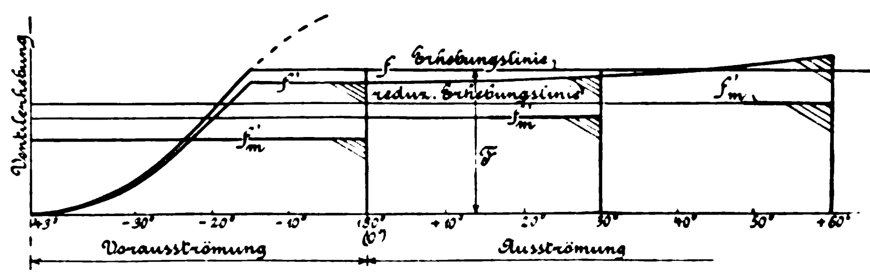


Fig. 26.

Diagrammen ergab sich als wahrscheinlicher Wert (hinten) $x_0 = 0,89$ (43^0 vor dem Totpunkt). Mit $s_0 = 0,055$ ist also $x_0 + s_0 = 0,89 + 0,055 = 0,945$.

Mit diesen Werten wird

$$k = -\frac{38,2}{\frac{f_m'}{F} \cdot (\varphi - \varphi_a)} \cdot \log\left(\frac{p_i'}{p_0} \cdot \frac{x + 0,055}{0,945}\right).$$

Aus dem reduzierten Erhebungsdiagramm Fig. 26 folgt

für	0^0	$+30^0$	$+60^0$
$\frac{f_m'}{F} =$	0,518	0,669	0,768

Versuch mit Nassdampf.

Fig. 27 ergibt

$p_0 = 11{,}65$ mm, $p_i' = 3{,}75$ bei $+30^0$, $p_i' = 2{,}35$ bei $+60^0$.

Der Federmasstab des (*Crosby*-) Indikators war 5 mm/kg.

Bei einem Barometerstand von 755 mm *QS* liegt also die absolute Nullinie um $5 \times \frac{755}{735{,}5} = 5 \cdot 1{,}027 = 5{,}14$ mm unter der atmosphärischen Linie.

Es ergibt sich

$$k = 0{,}364 \text{ und } 0{,}360.$$

Wir setzen $k = 0{,}36$.

Nach *Hrabák* ermittelt sich $x = 0{,}74$, $\sqrt{x} = 0{,}86$.

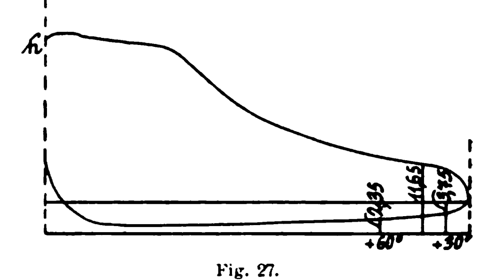


Fig. 27.

womit

$$\mu = \frac{0{,}36}{0{,}86} = 0{,}42$$

wird.

(Schluss folgt.)

Die Steuerungen der Ventildampfmaschinen.

Von Prof. **Straube** in Karlsruhe.

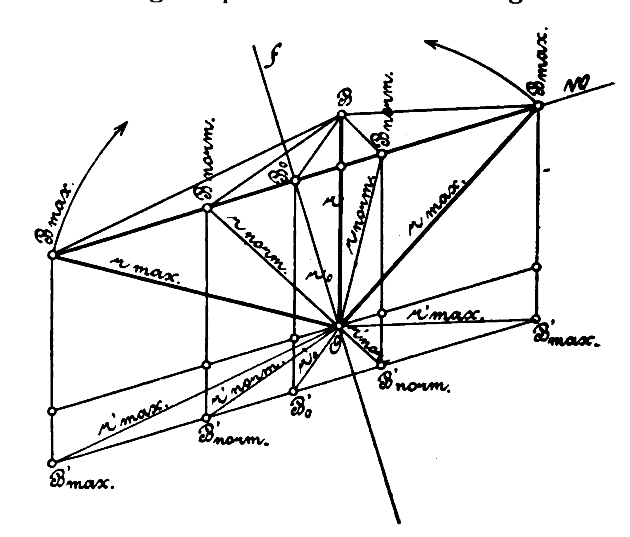
(Fortsetzung von S. 169 d. Bd.)

Zwangläufige Steuerungen mit veränderlichem Exzenter.

Bei der ersten Gruppe dieser Steuerungen findet eine *direkte Verstellung des Exzenters* statt, ähnlich wie bei den Schiebersteuerungen mit Flachregler. Die wesentlichen Eigenschaften derselben sind auch noch aus Fig. 8 ersichtlich. Die Exzenterstange ist hier stets gleichzeitig Ventilstange und meist gegenüber dem Exzenter so lang, dass sie als unendlich lang betrachtet werden kann. Infolgedessen muss für unveränderlichen Voreintritt der Exzentermittelpunkt von B_{max} nach B_0 verschoben werden, um die Füllung von F_{max} auf F_0 zu verringern. Die Linie $B_{max} - B_0$ ist die von den Schiebersteuerungen her bekannte *Scheitellinie* und steht hier senkrecht auf der Ableitungsrichtung, da die Exzenterstellung bei der dem Voreintritt entsprechenden Kurbelstellung gezeichnet ist. Die gerade Scheitellinie $B_{max} - B_0$ kann, wie auch bei den Schiebersteuerungen üblich, der bequemeren praktischen Ausführung wegen, durch einen flachen Kreisbogen ersetzt werden, doch geht dann die Unveränderlichkeit des Voreintritts verloren. Die Fig. 8 zeigt, dass bei den Steuerungen dieser Gruppe der zur Ventilerhebung nutzbare Hub der Exzenterstange bei Normalfüllung nur etwa $h''_{norm.} = \frac{1}{12}$ des Exzenterhubes beträgt und der Ueberhub $\frac{h''_{max.}}{h''_{norm.}}$ etwa $= 5$ ausfällt. Steuerungen dieser Art sind die in *Pechan*, „Maschinenbau", 1895, Bd. 2, S. 461, beschriebene *Czischek*steuerung, ferner die schon erwähnten Steuerungen von *Lentz* und von der *Sundwiger Eisenhütte*. Die *Czischek*steuerung arbeitet mit Wälzhebeln, was hier bei dem grossen Ueberhub für die Ventilerhebung der grossen Füllungen zu Unzuträglichkeiten führen dürfte. Die *Lentz*steuerung und die der *Sundwiger Eisenhütte* dagegen verwenden zur Ventilerhebung auf schwingenden Daumenhebeln laufende Rollen. Bei ihnen bleibt daher nur das ungünstige, einen grossen Exzenter bedingende Verhältnis zwischen Exzentrizität und nutzbarem Hub der Exzenterstange bestehen, die Maximalerhebung der Ventile übersteigt jedoch, entsprechend der angewandten Daumenhöhe, nicht ein bestimmtes Mass und ist bei den grösseren Füllungen unveränderlich, wodurch der grosse Ueberhub hier ohne Wirkung bleibt. Deshalb dürften sich diese beiden Steuerungen auch für grosse Dampfmaschinen sehr wohl eignen. Sie zeichnen sich ausserdem durch Einfachheit aus und gestatten die Anordnung eines Flachreglers, bei liegenden Maschinen auf der Steuerwelle, bei stehenden sogar direkt auf der Kurbelwelle, so dass erstere dann ganz fortfällt.

Bei der *zweiten Gruppe* dieser Steuerungen wird die Veränderlichkeit des Exzenters in Anlehnung an die bei den Schiebersteuerungen dem Zweck der Umsteuerung dienenden Triebwerke dadurch bewirkt, dass man auf den Ableitungspunkt der nach dem Ventilhebel führenden Stange *zwei Exzenterbewegungen* gleichzeitig überträgt, deren Exzenter verschieden gerichtet sind. Die Exzenterbewegung, welcher der Ableitungspunkt dann wirklich folgt, ist diejenige, welche ihm ein Exzenter erteilen würde, dessen Grösse und Richtung man erhält, wenn man, wie zwei Seitenkräfte zu einer Mittelkraft, die jeweiligen Exzenter, welche die Einzelbewegungen hervorrufen, oder sie hervorrufend zu denken sind, zu einem Mittelexzenter vereinigt.

Die Mittel, welche hierbei einer Füllungsänderung dienen können, ergeben sich aus Fig. 15. $OB = r$ und $OB' = r'_{max.}$ seien die beiden Seitenexzenter in der Stellung, welche sie bei Voreintritt einnehmen, so ergeben dieselben ein Mittelexzenter $OB_{max.} = r_{max.}$, welches der Maximalfüllung entspreche. Soll die Füllung verkleinert



f. Ableitungsrichtung. w. Scheitellinie.
Erzeugung der Scheitellinie durch ein unveränderliches und ein veränderliches Exzenter.

Fig. 15.

und schliesslich auf Null gebracht werden, so kann das — unendlich lange Ableitungsstange vorausgesetzt und, wenn der Voreintritt unveränderlich bleiben soll — nach Fig. 8 nur geschehen durch Verschiebung des Mittelpunktes des Mittelexzenters von $B_{max.}$ nach B_0 auf der Scheitellinie senkrecht zur Ableitungsrichtung. Um letzteres zu bewirken, muss mindestens das eine Seitenexzenter, z. B. r' in Richtung und Grösse derart verändert werden, dass sein Mittelpunkt parallel der Scheitellinie wandert. Es könnte das aber auch, wie leicht einzusehen, mit r geschehen. Im ersteren Falle geht das unveränderliche Exzenter dem veränderlichen voran, im letzteren Falle folgt er hinterher.

Soll die Veränderlichkeit der Exzenter nur hinsichtlich der Grösse und nicht auch der Richtung nach stattfinden, so müssen entweder beide Exzenter verändert werden, doch wird dies wegen der Umständlichkeit der praktischen Ausführung nicht zu empfehlen sein, oder es muss der Mittelpunkt B des unveränderlichen Exzenters r auf der Scheitellinie liegen und das veränderliche Exzenter r' parallel derselben gerichtet sein. Dann können für ersteres z. B. die Grenzwerte r_0 oder $r_{max.}$ gewählt werden. Vorteilhafter wird es aber unter Umständen sein, ein beliebiges zwischen r_0 und $r_{max.}$ liegendes Exzenter auszuführen, z. B. $r_{norm.}$ Man erhält dann für die grösste und kleinste Füllung entgegengesetzte Richtung des veränderlichen Exzenters und also relativ geringere Exzentrizitäten desselben für die äussersten Stellungen der Steuerung. Hiervon wird mehrfach Gebrauch gemacht (s. später Fig. 17 und 26). Man könnte nun bei den einzelnen Steuerungen dieser Art in jedem Falle die Seiten- und Mittelexzenter in ihren Beziehungen zur Scheitellinie nach Massgabe der Fig. 15 zu bestimmen suchen und würde daraus Schlüsse hinsichtlich der zu wählenden Verhältnisse der betreffenden Triebwerke ziehen können. Ein klares Bild der wirklichen Bewegungsvorgänge würde sich dabei aber nicht ergeben. Um letzteres zu erhalten, dürfte indessen vielleicht der in den folgenden Betrachtungen eingeschlagene Weg gangbar sein.

Als nächstliegende Anordnung, welche sich für eine Steuerung dieser Art bietet, kann das in Fig. 16 dargestellte Triebwerk gelten. Die beiden Exzenterbewegungen werden von der gemeinsamen Steuerwelle aus, die eine unmittelbar, die andere durch Zwischenschalten eines Hebels auf den Vereinigungspunkt V übertragen. Die zum Ventilhebel führende Ableitungsstange kann nun entweder direkt an Punkt V angreifen (Fig. 16a) oder an einen beliebigen Punkt V' auf einer der beiden Lenkstangen (Fig. 16b). Um die Figur einfach zu gestalten, ist angenommen, dass das veränderliche Exzenter r_1 bei Voreintritt sich in seiner Mittellage befindet und der Punkt E beim Verstellen der Füllung durch Aenderung des die wirksame Grösse von r_1 ergebenden Hebelverhältnisses unverändert bleibt, was zur Folge hat, dass der Drehpunkt D des Hebels verschoben werden muss. Ferner ist der Punkt V' so gewählt, dass $V V' = A V$ ist. Unter der weiteren Voraussetzung unendlich langer Lenkstangen entstehen dann als Bahnen der Punkte V und V' Ellipsen mit den gemeinsamen Mittelpunkten O und O', welche man, wie die Figur zeigt, in einfacher Weise mit Hilfe ihrer zugeordneten Durchmesser verzeichnen kann. Der sich hierbei ergebende Ueberhub ist zunächst ziemlich gross. Die Mittel, um denselben zu verringern, liegen aber auf der Hand. Es ist zu dem Zweck nur nötig, den Ellipsen nicht mehr einen gemeinsamen Mittelpunkt zu geben, sondern sie auf der unteren Hälfte näher zusammenzurücken, und dies wird erreicht, wenn r_1 bei Voreintritt sich über der Mittellage, also im Sinne der Drehrichtung von Fig.

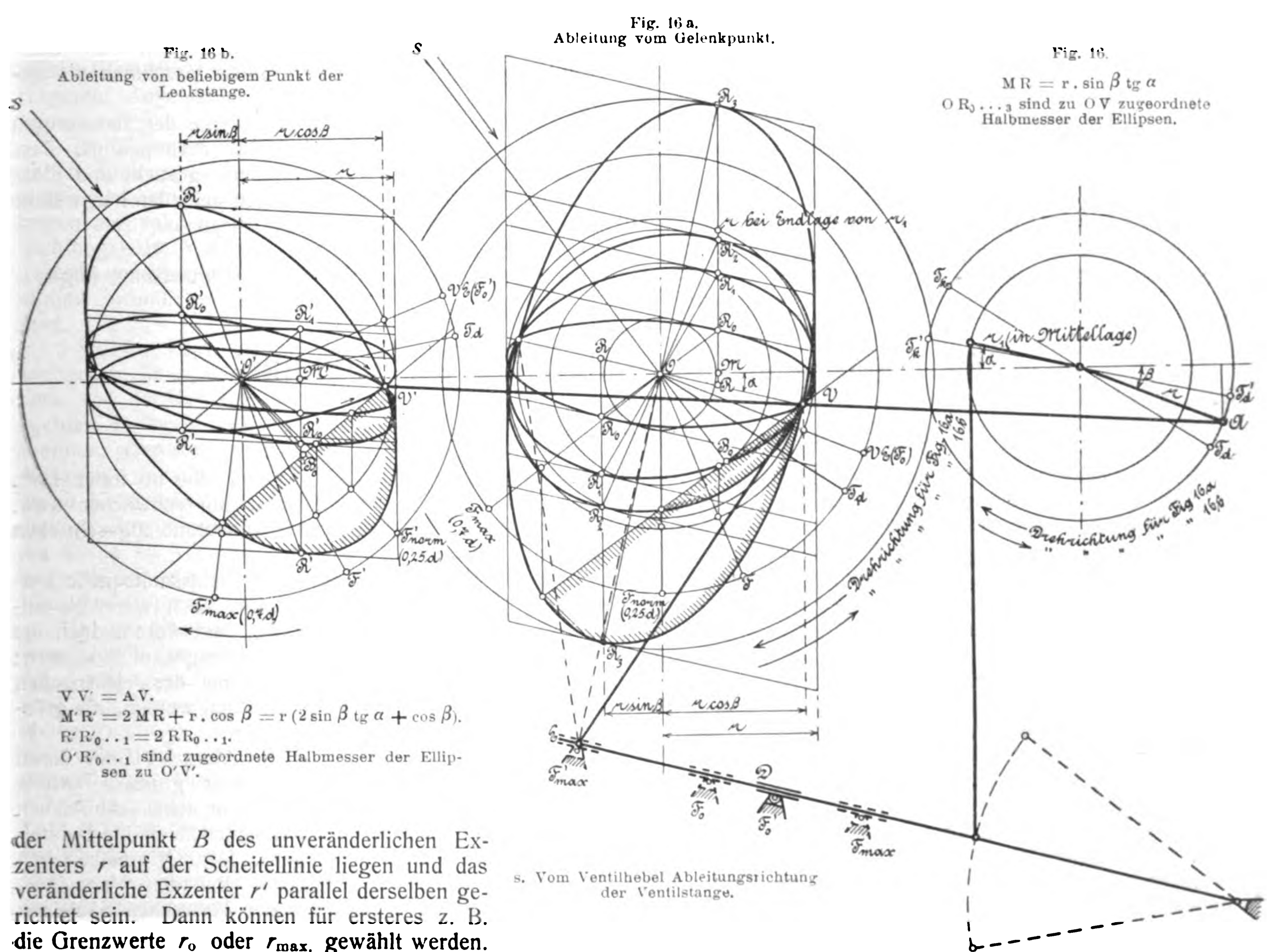


Fig. 16 b. Ableitung von beliebigem Punkt der Lenkstange.

Fig. 16 a. Ableitung vom Gelenkpunkt.

Fig. 16. $MR = r \cdot \sin\beta \operatorname{tg}\alpha$. $OR_{0 \ldots 3}$ sind zu OV zugeordnete Halbmesser der Ellipsen.

$VV' = AV$.
$M'R' = 2\,MR + r \cdot \cos\beta = r\,(2 \sin\beta \operatorname{tg}\alpha + \cos\beta)$.
$R'R'_{0 \ldots 1} = 2\,RR_{0 \ldots 1}$.
$O'R'_{0 \ldots 1}$ sind zugeordnete Halbmesser der Ellipsen zu $O'V'$.

s. Vom Ventilhebel Ableitungsrichtung der Ventilstange.

16a hinter und im Sinne von Fig. 16b vor derselben befindet. Auf diese Weise erzielt z. B. die *Kliebisch*steuerung,[2]) deren Triebwerk im übrigen durchaus der Fig. 16b entspricht, ganz brauchbare Verhältnisse für die Ventilerhebung. Im Gegensatz zur *Kliebisch*steuerung, welche also, wie in Fig. 16 angenommen, beide Exzenter wirklich ausführt und Punkt E bei Voreintritt unveränderlich lässt, wird bei zwei anderen bekannten Steuerungen dieser Gruppe, der *Kuchenbecker*steuerung (Fig. 2) und der ebenfalls schon erwähnten älteren *Collmann*steuerung [3]) nur das eine Exzenter wirklich ausgeführt, das zweite aber dadurch gebildet, dass, ähnlich wie bei den auslösenden Steuerungen nach Fig. 6, an einen beliebigen, jedoch nicht mit dem Führungspunkt zusammenfallenden Punkt der Exzenterstange, annähernd senkrecht zu deren mittlerer Richtung, seitlich eine Stange angelenkt wird, welche nun die zweite Exzenterbewegung hervorruft. Bei *Kuchenbecker* ist die unveränderliche, bei *Collmann* die veränderliche Exzenterbewegung in dieser Weise angelenkt. Im übrigen stimmen beide Steuerungen darin überein, dass sie, nicht wie bei der *Kliebisch*steuerung, den Punkt V', sondern direkt den Vereinigungspunkt der beiden Bewegungen V zum Antrieb der Ventilstange benutzen (Fig. 16a). Ferner ist bei beiden nicht, wie bei *Kliebisch*, Punkt E bei Voreintritt unveränderlich und Punkt D verschiebbar, sondern letzterer unveränderlich und dafür E verstellbar, bei *Kuchenbecker* auf einem Kreise um V als Mittelpunkt, bei *Collmann* aber auf einer einen Kreis um V annähernden geraden Linie, wodurch allerdings eine einfachere Herstellung des Triebwerkes erreicht, aber wie früher bei der *Hunger*steuerung, die Unveränderlichkeit des Voreintritts verloren geht.

Im Einzelnen zeigen die Triebwerke von *Kuchenbecker* und *Collmann* noch einige Abweichungen von Fig. 16a, welche jedoch nicht grundlegender Natur sind. Eine weitere Schematisierung dieser Steuerungen möge hier unterbleiben, zumal dieselbe namentlich bei *Collmann* wenig Wert haben würde wegen der dort durch die Kürze der Ventilstange und der Lenkstange des unveränderlichen Exzenters r hervorgerufenen Abweichungen. Erwähnt sei nur, dass durch richtige Wahl der Verhältnisse bei allen Steuerungen dieser Gruppe der Ueberhub sich derart herabmindern lässt, dass sie durchweg die Anwendung von Wälzhebeln gestatten. Bei der älteren *Collmann*steuerung beträgt der Ueberhub sogar nur etwas über zwei, ein Umstand, der wesentlich dazu beigetragen hat, dass diese Steuerung auch für die allergrössten Maschinen als geeignet befunden wurde.

Die Umständlichkeit der Triebwerke der Steuerungen mit zwei Exzenterantrieben hat aber dazu geführt, dass man nach einfacheren Konstruktionen gesucht und diese auch in den sog. Lenkersteuerungen gefunden hat, welche die dritte Gruppe dieser Gattung bilden.

(Fortsetzung folgt.)

[2]) Näheres darüber siehe in *Leist*, „Steuerungen der Dampfmaschinen“, Auflage 1900, Fig. 324—326.

[3]) Näheres darüber siehe in *Leist*, „Steuerungen der Dampfmaschinen“, Auflage 1900, Fig. 327—330.

Der elektrische Kohlelichtbogen im Vakuum.

Ein Beitrag zur Kenntnis des Lichtbogens.

Von Dr. **A. Hoerburger**, Ingenieur, Berlin.

Die glänzende Erscheinung des elektrischen Lichtbogens hat von jeher die Aufmerksamkeit der Physiker auf sich gelenkt und wurde daher gern zum Gegenstande zahlreicher Untersuchungen oder kühner Spekulationen gemacht. Verfolgt man die Geschichte des elektrischen Lichtbogens, so findet man, dass schon bei den allerersten einschlägigen Experimenten versucht wurde, die betreffenden Erscheinungen auch im luftverdünnten Raume darzustellen und so vielleicht der Erklärung näher zu bringen.

Bald nachdem *Volta* im Jahre 1800 die nach ihm benannte elektrische Säule erfunden hatte, wurde von einer grossen Reihe von Beobachtern teils unabhängig von einander, teils durch die Versuche anderer angeregt, der elektrische Funke bei der Berührung zweier mit den Enden der Säule verbundener Leiter beschrieben. Die in dem ersten Jahrzehnt des neunzehnten Jahrhunderts erschienenen Bände von *Gilberts* Annalen der Physik enthalten eine ausserordentlich grosse Reihe von Zuschriften über Funkenerscheinungen an der *Volta*schen Säule. Aber mögen nun diese Erscheinungen beschrieben sein als nur einzelne Funken, die hier und da zum Vorschein kommen, oder als starke weisse, sogar im Sonnenlicht sichtbare Funken oder als starke Funkenbüschel besonders bei Verwendung von berussten Metalldrähten oder von Kohle als Elektrodenmaterial, immer erkennt man aus der Beschreibung, dass die betreffenden Beobachter es noch nicht mit der eigentlichen Erscheinung des Lichtbogens zu tun hatten. Gleichwohl, und das ist gerade das Interessante, wurden auch hier schon Versuche angestellt, diese Funken in luftverdünntem Raume zustande zu bringen. Es wurde dabei nachgewiesen, dass mit abnehmendem Druck und damit abnehmendem Luftwiderstande zwar die Funken viel lebhafter sprühen, d. h. dass glühende Metallteilchen viel weiter weggeschleudert werden, als in freier Luft, dass aber der Glanz der Erscheinung schwächer wird, was mit Recht dem mangelnden Sauerstoffe zugeschrieben wurde.

Die zu diesen Versuchen als Elektrizitätsquelle verwandten *Volta*schen Säulen konnten, auch wenn sie allmählich aus grösseren Platten aufgebaut waren, doch die zu einem Lichtbogen erforderliche Energie nicht liefern; von einer unzweifelhaften Beobachtung des elektrischen Lichtbogens kann daher erst gesprochen werden, als grössere Batterien gebaut worden waren.

Im Jahre 1808 nun erhielt Sir *Humphry Davy* durch eine Subskription die Mittel zu einer grossen Batterie von 2000 Zellen. Mit ihr gelang ihm neben zahlreichen für jene Zeit grossartigen Experimenten auch die Darstellung des elektrischen Lichtbogens. Den Originalbericht[1]) darüber hat *Gilbert*[2]) übersetzt: Bei den Versuchen, welche Sir *Humphry Davy* mit der *Volta*schen Säule aus 2000 Doppelplatten von vier Zoll im Quadrat der *Royal Institution* zu London anstellte, hatte er den positiven und negativen Enddraht jeden an seinem Ende mit einem zugespitzten Kohlestreifen versehen. Als er diese einander bis auf den Abstand von $^1/_4$ bis $^1/_8$ Linie näherte, erfolgte die elektrische Entladung und als unmittelbare Wirkung derselben das Rotglühendwerden beider Kohlestreifen. Waren sie einmal glühend, so konnte er sie allmählich weiter voneinander entfernen, bis die Spitzen der Kohlen vier Zoll voneinander abstanden, ohne dass

[1]) *Davy*, Phil. Trans. 2, 1821, S. 487; auch Life of Sir *Humphry Davy* by *J. Ayrton*, Paris, I. Band, London, 1831, S. 317.

[2]) *Gilberts* Annalen der Physik, Bd. 66, 1821, S. 322.

dadurch das Licht zwischen ihnen unterbrochen wurde. Dieses Licht war äusserst lebhaft und in der Mitte breiter als an den Enden und hatte die Gestalt eines Bogens. Der Versuch gelang umso besser, je mehr man die Luft um die Kohlen her mit einer Luftpumpe verdünnt hatte. Stand die Barometerprobe nur mehr auf $^1/_4$ Zoll, so erfolgte die Entladung schon, als die beiden Kohlespitzen $^1/_2$ Zoll voneinander abstanden, und nun konnte *Davy* sie allmählich soweit voneinander entfernen, dass die zusammenhängende purpurfarbene Flamme zwischen ihnen eine Länge von sieben bis acht Zoll hatte.

Gleich der erste Versuch mit dem elektrischen Lichtbogen wurde also unter dem Rezipienten einer Luftpumpe wiederholt und dabei die wichtige Tatsache konstatiert, dass das Ueberspringen des Funkens und damit die Einleitung des Lichtbogens im luftverdünnten Raume auf eine bedeutend grössere Entfernung erfolgt als in freier Luft, ebenso dass dort die Elektroden auf eine nahezu doppelte Entfernung auseinander gezogen werden können.

Diese Versuche von *Davy* wurden natürlich vielfach wiederholt, besonders nachdem neue, kräftige und konstante Elemente entdeckt waren und damit bei viel geringerem Aufwand die nötige Energie erhalten werden konnte.

Im folgenden werden nur jene mir bekannt gewordenen Stellen aus der Literatur angegeben, in denen entweder über eine neue Beobachtung am elektrischen Lichtbogen im Vakuum berichtet wird, oder bei denen der Lichtbogen im Vakuum in einer bestimmten Absicht hergestellt wurde, oder endlich solche, in denen ganz bestimmt formulierte theoretische Ansichten ausgesprochen sind.

Als im Jahre 1844 *Fizeau* und *Foucault* [3]) Untersuchungen über die Intensität des beim *Davy*schen Versuch von der Kohle ausgesandten Lichtes anstellten, versuchten die beiden anfänglich die Kohlen im Vakuum zu brennen, aber sie wurden bald genötigt diesem Mittel zu entsagen, da die Innenwände der Glaskugel sich rasch durch Kohleteilchen trübten. Dasselbe geschah in einem nicht verbrennlichen Gase. Hier ist also erwähnt, dass die Kohle im Vakuum sehr rasch zerstäubt und dass infolge dessen eine Beobachtung wegen der Trübung der Glaswände unmöglich wird.

In der gleichen Zeit wurde der luftdicht eingeschlossene Lichtbogen als Grubenbeleuchtung zur Vermeidung der Zündung explosibler Gasgemische empfohlen. Während aber *Grove* [4]) bei Ausführung dieses Gedankens auf unüberwindliche Schwierigkeiten gestossen ist, da das Licht zuweilen plötzlich erlosch und mangels einer selbsttätigen Regulierung nur höchst umständlich und mühsam wieder entzündet werden konnte, da das Glas mit feinen Kohleteilchen beschlug und die Lichtausbeute schwächte, endlich da die Kittungen durch die hohe Temperatur zerstört wurden und der ganze Prozess zu kostspielig war, empfahl *Boussingault* [5]) denselben Gedanken wieder, nachdem er den Lichtbogen in luftleerem Raume wie unter Wasser hervorgebracht hatte und in explosiblen Gasen als vollkommen sicher erprobt hatte. Wie er die oben angegebenen Schwierigkeiten vermeiden will, ist nicht angegeben.

J. van Breda [6]) wollte bei seinen Versuchen mit Metallen und Kohle als Elektroden möglichst unabhängig von den nebenher gehenden Verbrennungserscheinungen im Lichtbogen sein und stellte daher seine Versuche im Vakuum an. Er liess sich zu diesem Zwecke eigens einen sehr komplizierten Apparat bauen, mittels dessen es ihm gelang, die Elektroden unter einer fast luftleeren Glasglocke einander zu nähern oder zu entfernen. Wenn er zwischen den Elektrodenspitzen die Entladung einer *Leydener* Flasche überschlagen liess, konnte er die Fortführung der Teilchen ohne Kontakt im Vakuum bewerkstelligen. Die Fortführung der Teilchen im Vakuum bildet nach ihm eines der schönsten Schauspiele. Sie geschieht nicht bloss wie in Luft in Form einer Flamme oder eines sehr intensiven Lichtes, sondern, wenn der Abstand nicht zu gross ist, werden die Teilchen in Form von Funken fortgeschleudert. Die Materie kommt an der Elektrode in rotglühenden glänzenden Kügelchen heraus, welche in Feuergarben gegen eine Platte schiessen, die man zwischen den Elektrodenkugeln eingeschaltet hat.

Despretz [7]) beschreibt das Aussehen des elektrischen Lichtbogens in Luft und erwähnt dabei, dass in fast vollkommener Luftleere der Funke der Batterie selbst bei Metallelektroden hinreiche, den Lichtbogen zu entzünden, ohne dass eine vorhergehende Berührung der Spitzen erforderlich sei.

Gassiot [8]) erhielt mit einer *Grove*'schen Batterie von 115 Elementen in einer Röhre, in welche die Poldrähte endigend in Kügelchen von Kohle seitwärts eingeschmolzen waren, im Vakuum den elektrischen Lichtbogen. Das Licht war geschichtet und weit lebhafter und glänzender als beim Glimmlicht. Beim Glimmlicht wich die Nadel eines eingeschalteten Galvanometers nur sehr wenig ab und von einer chemischen Wirkung in der Batterie war nichts zu sehen; sowie er aber die Kohlen erhitzte und damit den *Volta*schen Bogen hervorrief, erfuhr die Galvanometernadel eine starke Ablenkung und in der Batterie zeigte sich eine kräftige chemische Wirkung, offenbar weil der Inhalt der Röhre leitend geworden war. *Gassiot* macht also hier auf den Unterschied zwischen Glimmlicht und Lichtbogen im Vakuum aufmerksam, der nach ihm neben dem Unterschied in der Helligkeit der Erscheinung besonders in der Stromstärke sich ausdrückt.

Warren de la Rue und *Hugo W. Müller* [9]) haben folgende Beobachtungen gemacht: Bei abnehmender Dichte des umgebenden Gases nahm die erforderliche Spannungsdifferenz bis zu den kleinsten geprüften Drucken von etwa 4 mm Hg. stetig ab und es zeigte sich ein Minimum der Spannungsdifferenz bei abnehmender Dichte (bei Wasserstoff ca. 0,6 mm Hg.). Unterhalb ein hunderttausendstel des Atmosphärendruckes wuchs die Spannungsdifferenz ausserordentlich rasch an. Der grössere Teil der Arbeit beschäftigt sich mit der galvanischen Bogenentladung. Die Verfasser studierten dieselbe mit ihrer Batterie, indem sie den Strom entweder in einer evakuierbaren Glocke mit Stoffbüchsen und verstellbaren Elektroden oder in einer mehrere Zentimeter weiten und mehrere Dezimeter langen *Geissler*schen Röhre bei verschiedenen Drucken in Luft- oder in Wasserstoff übergehen liessen. Die Glocke stand mit einem Barometer in Verbindung und bei jedem Stromschluss zeigte sich eine plötzliche Druckvermehrung, welche bei Unterbrechung des Stromes ebenso plötzlich wieder verschwand. Diese Druckvermehrung kann, wie sie durch eine Berechnung zeigen, nicht bloss von der Erwärmung herrühren. Unter dem Studium

[3]) Annales de Chim. et de Phys., Serie III, Tom. 9, 1844, S. 370.

[4]) Die Fortschritte der Physik im Jahre 1846, II. Bd., 1848, S. 402. Originalbericht: Eclairage des mines. Archives des Sciences Physiques et naturelles, III, 540 (nicht aufzufinden).

[5]) Comptes Rendus, Paris, XXI, 1845, S. 515.

[6]) Ueber die Lichterscheinungen der *Volta*schen Säule. Comptes Rendus, Paris, XXIII, 1846, S. 462.

[7]) Comptes Rendus, Paris, 36, 1853, S. 176.

[8]) *Poggendorf*, Annalen der Physik und Chemie, Bd. 112, 1861, S. 156.

[9]) Experimentelle Untersuchungen über elektrische Entladungen. Philosophical Transaktions, London, CLXXI, 1880, S. 65.

der Lichterscheinungen, welche die Entladungen unter den erwähnten Bedingungen lieferten, kommen die Verfasser zu dem Schluss, dass die geschichtete Entladung nur eine Modifikation der Bogenentladung sei, dergestalt, dass der unter Atmosphärendruck auftretende Lichtbogen bei allmählich vermindertem Druck kontinuierlich übergeht in die geschichtete Entladung mit den Charakteren des positiven und des Kathodenlichtes. Von ihren Versuchen und beobachteten Erscheinungen geben die Verfasser eine grosse Anzahl von Abbildungen. Die Verfasser arbeiteten mit sehr grossen Batterien und infolge dessen mit hohen Spannungen, im Gegensatze dazu betrug die Stromstärke höchstens $^1/_{10}$ Ampere.

W. Hittdorf[10]) kam durch seine Untersuchungen zu dem Ergebnis, dass die Strombildung in verdünnten Gasen kleinen elektromotorischen Kräften ermöglicht werde dadurch, dass man die Gashülle der Kathode auf eine sehr hohe Temperatur versetzt. Da Platin bald seinen Schmelzpunkt erreichte, hat er als Kathode vorzugsweise Kohlestäbchen verwendet. Die Spuren von Gasen, welche die Kohle bei Zunahme der Glühhitze stets noch abgab, wurden durch fortwährendes Pumpen entfernt. Zur Erzielung des Stromdurchganges war eine Weissglühhitze nötig, bei welcher die Kohle nicht weit von der Verdampfung entfernt blieb. Noch vorteilhafter war die höhere Temperatur, welche im *Davy*schen Bogen besteht und die Kohle leicht verdampfen lässt. *Hittdorf* konnte nur einen kleinen schwachen Bogen mit der grossen Tauchbatterie herstellen, indem er die sechzehn Elemente hintereinander verband. Durch einen äusseren Magnetstab liess sich das bewegliche Kohlenstück beim Durchgang des Stromes der sechzehn grossen Elemente, welcher die positive der beiden Kohlen rasch verdampfte und abnützte, längere Zeit in Berührung erhalten. Leider machte der Kohlendampf, der sich auf die Glaswand absetzte, die Kugel bald undurchsichtig. Hier entstand durch fünfzehn kleine Elemente bei möglichst grosser Verdünnung noch ein stark leuchtender Durchgang der Elektrizität.

Hittdorf stellte also den Lichtbogen im Vakuum her, nur um seine Elektroden auf eine Weissglühhitze zu bringen und dadurch niedergespannten Strömen den Durchgang durch die Röhre zu ermöglichen.

Franz Stenger[11]) beschäftigte sich sehr eingehend mit dem elektrischen Lichtbogen im Vakuum und kam zunächst zu dem Ergebniss, dass ein in allen Fällen gültiges Unterscheidungsmerkmal zwischen Bogenentladung und Glimmentladung nicht vorhanden sei. Bei der normalen Form der Entladung habe man folgende Kennzeichen zwischen Bogenentladung und Glimmlicht:

1. Die Gasschicht besitzt in der Bogenentladung einen weit geringeren Widerstand als im Glimmlicht.
2. Im Bogenlicht wird die Anode stärker erhitzt als die Kathode, beim Glimmlicht umgekehrt.
3. Im Spektrum des Bogenlichtes überwiegt das Licht der Elektrodensubstanz über das der zwischen ihnen befindlichen Gasschicht, während umgekehrt bei der Glimmentladung das Spektrum nur die Linien der Gasstrecke gibt und die Natur der Elektroden gleichgiltig ist.
4. Im Bogen werden beide Elektroden zerstäubt, allerdings in verschiedenem Masse, während im Glimmlicht nur an der Kathode eine Zerstäubung eintritt.

In aussergewöhnlichen Fällen allerdings können sich die Verhältnisse sehr stark ändern. So sagt *Stenger*, dass bei geeigneter Wahl der Versuchsbedingungen der Widerstand der Gase beim Glimmlicht unter Umständen von derselben Grössenordnung sei, wie beim *Davy*schen Bogen. Man könne also bei entsprechenden Versuchsbedingungen auch beim Glimmlicht Ströme von derselben Grösse wie beim Bogenlicht erhalten. Auch die Temperaturverhältnisse der Elektroden könnten gelegentlich andere werden. So hat *Stenger* z. B. sehr oft hintereinander evakuiert, so dass die Gasentwicklung an den Elektroden abnahm, bis sich schliesslich beim Entzünden des Bogens eine Druckvermehrung kaum mehr konstatieren liess. Während vorher die Temperatur der Kohlen zwar nur wenig, aber doch mit Sicherheit erkennbar verschieden war, verschwand jetzt gleichzeitig die Temperaturdifferenz der Kohlen. Allerdings konnte er Drucke unter 1—2 mm Hg. nicht erreichen, so dass unentschieden bleiben musste, ob nicht bei geringeren Drucken die Kathode sogar stärker glüht als die Anode. In den gewöhnlichen Formen der Glimmentladung war stets diese Erscheinung zu beobachten, dass die Kathode häufig rot oder gar weiss glühend erschien, während die Anode dunkel blieb. Dass jedoch auch Fälle der Glimmentladung existieren, bei denen die Temperatur der Anode höher ist als die der Kathode, geht aus Versuchen von *Hittdorf*[12]) hervor. Die Kathode wurde im Vakuum in feine Spitzen und Haare aufgelockert. Da alle Kohlen Kohlenwasserstoffe enthielten und diese bei der hohen Temperatur zersetzt wurden, blieb die Elektrode als poröses Kohlenstoffgefüge zurück, das allmählich abbröckelte. Da ferner im Vakuum keine Temperaturverschiedenheit mehr zu konstatieren war, wurde auch der Verlust an beiden Kohlen gleich. Die schon von *Warren de la Rue* und *H. Müller*[13]) beobachtete plötzliche Druckvermehrung bei Stromschluss hat auch *Stenger* festgestellt und gefunden, dass der Druck sofort auf seine frühere Grösse zurückgeht, wenn der Bogen erlischt. Diese Erscheinung würde sich nach seiner Ansicht aus der Hypothese von *A. Schuster*[14]) erklären, wonach beim Durchgang der Elektrizität durch Gase die Moleküle derselben disoziiert werden, sich aber beim Aufhören des Stromes sofort der frühere Zustand wieder herstellt.

Duncan, *Rowland* und *Todd*[15]) stellten Versuche an über den Einfluss des Luftdruckes auf die Spannungsverhältnisse beim Kohlelichtbogen. Die beiden Kohlen wurden durch Stopfbüchsen in einen eisernen Zylinder eingeführt, in welchem zur Beobachtung des Lichtbogens zwei Glasfenster sowie zur Kühlung ein äusserer Mantel angebracht war. Alle ihre Versuche wurden bei einem konstanten Strom von sechs Ampere gemacht. Bei konstanter Bogenlänge und konstantem Strom wurde der Druck des den Lichtbogen umgebenden Gases sowie der Spannungsverlust am Lichtbogen gemessen. Ihre Untersuchungen erstrecken sich vom Vakuum an bis zu zehn Atmosphären, indem von Atmosphäre zu Atmosphäre ein Wert aufgenommen wurde. Als Ergebnis wurde gefunden, dass von einer Atmosphäre an mit wachsendem Druck die Spannung am Lichtbogen zunimmt. Der Wert aber, den die Verfasser für teilweises Vakuum gemessen haben, liegt höher als der Wert bei einer Atmosphäre, wonach sich also mit abnehmendem Drucke wieder eine Zunahme der Spannung ergeben müsste. Die einzelnen Zahlenwerte der Spannung sind in folgender Tabelle angegeben, die aus den Kurven abgelesen sind:

---

10) Ueber die Elektrizitätsleitung in Gasen. *Wiedemanns* Annalen der Physik und Chemie, Bd. 21, 1884, S. 134.

11) Beitrag zur Elektrizitätsleitung der Gase. *Wiedemanns* Annalen der Physik und Chemie, Bd. 25, 1885, S. 31.

12) *Wiedemanns* Annalen der Physik und Chemie, Bd. 21, 1884, S. 112.

13) Philosophical Transaktion, London, CLXXI, 1880. S. 65.

14) Proceedings of the Royal Society, London, 37, 1884, S. 317.

15) Electrican, London. No. 31, 1893, S. 360.

Elektrodendistanz. — Druck in Atmosphären.

mm	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
6,4	72	67	73,5	78,5	81	5	6	7	8	9	10
4,8	62,5	61	65,5	70	72,5	74,5	76	77	78	78,5	79
3,2	54,5	53,3	58	62	63,5	64,5	65,5	66,5	67,5	68,5	69,5
1,6	34	44	47,5	50	51,5	52,5	54	55,5	56,5	58	59

Für den Lichtbogen in Kohlensäure fanden sich nur wenig abweichende, im allgemeinen etwas niedrigere Werte.

Professor Dr. *E. Voit*[16]) verwendet diese Ergebnisse von *Duncan*, *Rowland* und *Todd* in seiner vortrefflichen Zusammenstellung der den Lichtbogen betreffenden Fragen. Er schliesst aus diesen Kurven, dass der Lichtbogen bei Atmosphärendruck bei grösseren Elektrodenentfernungen (grösser als 2 mm) einen günstigsten kleinsten Wert der Spannung erhält, nur bei sehr kleinen Elektrodenentfernungen wandert dieser Wert viel weiter gegen das Vakuum hin.

Otto Lehmann,[17]) der wohl die reichhaltigste Zusammenstellung über elektrische Entladungen in verdünnten Gasen geliefert hat, kommt dabei auch auf die Beziehungen zwischen Lichtbogen und Gasentladungen zu sprechen und sagt: Nicht immer endigt der Lichtbogen auf beiden Seiten in hellen Punkten, vielmehr kann er bei genügend ausgedehnten kalten Elektrodenflächen in Formen übergehen, welche nur auf der einen (positiven oder negativen) Seite einen Metalldampfbüschel hat, auf der anderen Seite dagegen ausgedehntes Glimmlicht, welches nur das Gasspektrum zeigt. Diese Formen können als Uebergangsformen zur Gasentladung bezeichnet werden, und tatsächlich entsteht diese zuweilen plötzlich aus dem Lichtbogen oder den Uebergangsformen, indem die Metalldampfbüschel vollständig verschwinden und nur das Gasglimmlicht übrig bleibt. Umgekehrt kann die Gasentladung in den Lichtbogen übergehen, indem sich die Glimmlichthüllen der Elektroden momentan kontrahieren und auf die hellen Lichtpunkte zusammenschrumpfen, welche die Enden des Lichtbogens bilden. Bei genügend grossen Elektrodenflächen ist der Unterschied von Stromstärke und Spannung vor und nach der Bildung der Lichtbogenentladung geringfügig.

Leo Arons[18]) hatte bei seinen Versuchen über den elektrischen Lichtbogen zwischen Metallelektroden in verdünnten Gasen mit Schwierigkeiten insofern zu kämpfen, als die Elektroden nach Einleitung des Stromes durch die Erwärmung sehr bald weich wurden, zu schmelzen begannen und daher nur ein ganz kurzes Brennen gestatteten, Dadurch wurde sowohl die Ablesung an den elektrischen Instrumenten sehr erschwert und unzuverlässig, als auch die Messung des Luftdruckes. Letztere besonders auch deshalb, da sich vom Beginn des Stromes an das Manometer bewegte. Ferner trat eine sehr starke Zerstäubung der Elektroden unter Bildung von Nitriten auf, endlich konnte er bei kleinen Drucken den Lichtbogen nicht mehr entzünden, da der einleitende Funke seines Induktoriums an ganz anderen Stellen überspang. Nur bei zwei Materialien, Zink und Magnesium, gelang es ihm, bei Drucken kleiner als 1 mm Hg. eine Messung zu machen, da der verlöschende Lichtbogen einen leitenden grauen Faden zurückliess, der dann eine Brücke für den Strom bildete und so den Lichtbogen wieder einleitete. Als Ergebnis hat *Arons* folgendes festgestellt: mit steigender Stromstärke nimmt die Spannung bei allen Drucken ab, ferner überall wächst die Spannung bei gleicher Stromstärke und gleichem Elektrodenabstand mit dem Druck. Bei sehr geringen Drucken traten zwei verschiedene Entladungsarten, die durch einen Wechsel in der Spannung gekennzeichnet waren, auf, die im allgemeinen so rasch miteinander wechselten, dass eine Spannungsmessung nur schwierig auszuführen war. Bei einigen der mitgeteilten Versuchsreihen nimmt die beim niedrigsten Druck gemessene Spannung im Vergleich zur vorhergehenden Messung wieder zu.

B. Monasch[19]) kommt in seiner Arbeit auch auf die Versuche von *Duncan*, *Rowland* und *Todd* zu sprechen und erklärt das Ansteigen des Spannungsverlustes im Lichtbogen zwischen 1 und 0 Atmosphären für entschieden falsch. Es ist wohl möglich, sagt er, dass der Spannungswert für Vakuum höher ist als der Wert für eine Atmosphäre, denn bekanntlich gibt es einen „kritischen Druck“ [20]) bei Gasen von sehr starker Verdünnung, d. h. wird das Gas beim „kritischen Druck“ noch mehr verdünnt, so steigt die Spannung an den Elektroden, anstatt zu fallen. Dieser „kritische Druck“ liegt aber ganz nahe beim Vakuum. Es ist also von Interesse, Zwischenwerte zwischen 1 und 0 Atmosphären aufzunehmen, um zu sehen, ob und wie weit der Spannungsverlust bei einem unter einer Atmosphäre verminderten Druck fällt, eine Untersuchung, die *Duncan*, *Rowland* und *Todd* unterlassen haben. Von *Arons* liegen diesbezügliche Beobachtungen bei niedrig gespanntem Gleichstrom an Kadmium- und Magnesiumelektroden vor. Während bei einer Atmosphäre der Spannungsverlust bei Kadmium 25 Volt beträgt, ist er bei 10 mm Hg. nur mehr 12 Volt. Da jedoch die zu beobachtende Spannungsverminderung bei Niederspannung sehr gering ist, untersuchte *Monasch* diesen Punkt bei höherer Spannung am Wechselstromlichtbogen. Die Resultate für Kupferelektroden sind derart, dass bei ungefähr $^1/_7$ Atmosphäre, bis zu welchem Punkt er genaue Ablesungen machen konnte, der Spannungsverlust mit wachsender Verdünnung der Luft ständig fällt. Für die Elektrodenentfernung von 3 bis 8, 7 mm ist er bei 100 mm Hg. ungefähr 40 bis 50 v. H. kleiner als bei einer Atmosphäre. (Fortsetzung folgt.)

[16]) Sammlung elektrotechnischer Vorträge. I. Bd. 1. Vortrag: „Der elektrische Lichtbogen“. Stuttgart, 1896.

[17]) Ueber Aureole und Schichtung beim elektrischen Lichtbogen und bei Entladungen in verdünnten Gasen. *Wiedemanns* Annalen der Physik und Chemie, Bd. 55, 1895. S. 370.

[18]) Ueber den elektrischen Lichtbogen zwischen Metallelektroden in Stickstoff und Wasserstoff. Annalen der Physik und Chemie. IV. Folge. Bd. 1, 1900, S. 700.

[19]) Untersuchungen über den Wechselstromlichtbogen bei höherer Spannung. Elektrotechnische Zeitschrift, 1902, No. 44, S. 957.

[20]) *Wiedemann*, Lehre von der Elektrizität, IV. 1. 1884, S. 406.

Die Fortschritte in der Erzeugung künstlicher Kohlen.

In der Zeitschrift „L'éclairage électrique“ vom 8. X. 04 bringt *E. Orstein* die freie Uebersetzung eines Vortrages von Prof. Dr. *Julius Zeller* in Bielitz, der die wesentlichsten Fortschritte auf dem Gebiete künstlicher Kohlen bespricht. Die Zusammenstellung enthält viel Interessantes, und es möge ihr folgendes entnommen werden.

Die Erzeugung künstlicher Kohlen hat in der letzten Zeit bedeutende Fortschritte gemacht. Mit der Steigerung des Verbrauches hat die Zunahme der Betriebe für die Herstellung solcher künstlichen Kohlen gleichen Schritt gehalten. Man kann annehmen, dass es zur Zeit etwa 30 solcher Fabriken in Europa gibt, die in heftigem Wettbewerb stehen, während die Ameri-

kaner, praktisch, wie sie nun einmal sind, eine ungefähr gleiche Anzahl von Fabriken zu einem Trust zusammengeschlossen haben. Es dürfte, um die Wichtigkeit dieser Industrie in ein helles Licht zu setzen, genügen, zu erwähnen, dass etwa 5000 Personen in ihr Beschäftigung finden, und dass in ihr ein Kapital von achtzig Millionen Mark angelegt ist, mit einem Jahresumsatz, der mindestens das doppelte erreicht.

Auf die Herstellung der Elektroden für elektrochemische Zwecke hat die Krise, die in den letzten Jahren die Karbidindustrie überfallen hat, sehr ungünstig eingewirkt. Zur grössten Sparsamkeit genötigt, suchten die Karbidfabriken zunächst ihre am schwersten ins Gewicht fallenden Unkosten, eben die Elektroden, herabzusetzen, und haben es erreicht, dass der Einkaufspreis dafür in drei Jahren um etwa 50 v. H. sank. Die Fabriken für diese Elektroden waren ihrerseits nun gezwungen, an Stelle der teueren Retortenkohle den bedeutend billigeren Anthrazit zu verwenden. Solche Anthrazitelektroden, aus den besten Fabriken, haben eine grössere Lebensdauer als solche aus Retortenkohle, die nur drei Jahre zu verwenden waren. Während man zu Beginn der Karbidfabrikation auf etwa 100 kg Karbid 10—15 kg Elektrodenmaterial rechnen musste, benötigt man heute höchstens 6—10 kg, ja in manchen besonders gut eingerichteten Fabriken braucht man nur 3 kg.

Die Verunreinigungen im Anthrazit betragen mindestens 3 bis 5 v. H. und schliessen seine Verwendung bei der Herstellung von Aluminium aus. Für diese Zwecke werden hauptsächlich Elektroden aus Petroleumkoks verwendet, die nur einen Rückstand von 0,1 v. H. ergeben. Holzkohle zu Elektroden zu verwenden, ist bisher noch nicht gelungen. Dieses Material, das sehr wohlfeil und arm an Asche wäre, besitzt nämlich einen sehr grossen Leitungswiderstand, und der dadurch bedingte Verlust an elektrischer Energie schliesst dieses Material aus.

Im Jahre 1891 hat *W. Luzi* seine Untersuchungen über die Natur des Kohlenstoffes veröffentlicht (Berichte der chemischen Gesellschaft 1891, S. 4085, 1892, S. 1378, 1893, S. 890). Er hat nachgewiesen, dass man amorphen Kohlenstoff in Gegenwart von Silikaten, die völlig unbeeinflusst bleiben, mittels Wärme in kristallinischen Graphit überführen kann. Er erhielt einen metallisch aussehenden silberweissen Niederschlag von Kohle, indem er eine etwa 1700—1800° heisse Porzellanfläche einer russenden Flamme aussetzte. Er kam zu der Ueberzeugung, dass man mit der Zeit noch eine grössere Anzahl verschiedener Modifikationen des Kohlenstoffes erkennen würde, die man alle ineinander überführen könnte.

Seit der Zeit hat die Umbildung von amorpher Kohle in kristallinischen Graphit grosse Fortschritte gemacht, hauptsächlich mit Hilfe der Elektrizität. Im Jahre 1893 liessen sich *Girard* und *Street* durch das D. R. P. 78 926 ihr Verfahren, mit Hilfe des elektrischen Lichtbogens diese Umwandlung vorzunehmen, schützen. Dieses Patent wird von der Gesellschaft *„Le Carbone"* in ihren Fabriken in Savoyen und Deutschland ausgenützt. Sie stellt hauptsächlich Kohlebürsten für elektrische Maschinen her, die sich vor anderen Erzeugnissen dadurch auszeichnen, dass sie vollkommen gleichmässig sind, geringen Widerstand und kleine Reibung besitzen und den Kollektor sehr schonen. Derartige Kohlen gestatten eine Belastung von 15—20 Ampere f. d. qcm Stirnfläche. Diese Vorzüge haben ihnen trotz des hohen Preises sehr viele Freunde erworben.

Den bedeutendsten Fortschritt in der Erzeugung von Elektroden für elektrochemische Zwecke erreicht das amerikanische Patent 568 323 vom 29. IX. 1896 von *Acheson*. Dieser hatte entdeckt, dass sich Kohle in Graphit verwandelt, wenn man amorphe Kohle in Gegenwart von Körpern erhitzt, die Verbindungen mit Kohlenstoff eingehen können, und die dann den Kohlenstoff als Graphit wieder abscheiden. Er fertigt daher die Gegenstände aus Kohle an, mischt sie mit Oxyden von Eisen und anderen Metallen, und setzt sie im elektrischen Ofen der Wirkung eines starken elektrischen Stromes aus. Die fertigen Gegenstände haben dann gleich die gewünschte Form. Die *Internationale Acheson Gesellschaft*, die einen Teil der Kraft des *Niagara* verwendet, deckt einen grossen Teil des Bedarfes an künstlichen Graphit und an Elektroden. Ihre Erzeugnisse zeichnen sich vor denen aller anderen Fabriken aus besonders durch grosse Leitfähigkeit, die etwa vier mal grösser ist als die Leitfähigkeit von amorpher Kohle, durch die Leichtigkeit ihrer Bearbeitung, in dem sie sich mit dem Messer schneiden lassen, und besonders durch ihre grosse Widerstandsfähigkeit, die sie hauptsächlich für Elektrolyse Anwendung finden lassen. Allerdings schliesst der hohe Preis solcher Elektroden ihre Verwendung bei der Herstellung von Calciumcarbid aus, zumal die *Acheson Gesellschaft* noch nicht Elektroden von grösseren Abmessungen herstellt. Nach den Berichten des *geologischen Bureaus der Vereinigten Staaten* stellt die *Acheson Gesellschaft* an künstlichen Graphit und Elektroden her: 1897 81 000 kg, 1900 430 000 kg, 1901 1 200 000 kg und ihre Erzeugung ist noch fortwährend im Steigen begriffen (vergl. *Ed. Donath*, Der Graphit. Leipzig, 1904).

Fortschritte in der Herstellung von Kohlen für galvanische Elemente sind weniger bekannt; nur soviel lässt sich sagen, dass die Nachfrage nach Kohlen, die nicht im Ofen hergestellt sind, fortwährend im Wachsen begriffen ist. Durch die Hitze des Ofens wird nämlich ein grosser Teil des in den Manganoxyden enthaltenen Sauerstoffes ausgetrieben. Für die elektromotorische Kraft der Elemente ist aber gerade der Gehalt an Mangansuperoxyd massgebend, während der Gehalt an Kohlenstoff in den Kohlen ohne Belang ist, so hat der natürliche böhmische Graphit mit 60--70 v. H. Kohlenstoff dieselbe Wirkung wie der Graphit von Ceylon mit 85—90 v. H. Kohlenstoff. Dieser Zweig der Industrie macht jedoch nur geringe Fortschritte, da die modernen Telephonzentralen mehr und mehr von dem Gebrauch der Elemente abgehen, und da in den meisten kleineren Städten für die Aerzte die elektrische Energie in bequemerer Form zur Verfügung steht (vergl. Prof. *Zellner*, Zentralblatt für Akkumulatorenkunde 1903, S. 87 und *C. F. Rungess*, Electrical World and Engineer 1902, S. 156).

Ueber die Vorteile und Nachteile von Kupfer- und Kohlebürsten für Maschinen haben schon viele Elektrotechniker eingehende Studien gemacht. Neuerdings hat man versucht, die beiden Materialien für Bürsten zu vereinigen. Dr. *Seifert* und *P. Germain* umgeben den metallischen Bürstenkörper mit Kohle. *Löwenthal* umgibt die einzelnen Kohleteilchen mit Kupfer, etwa auf galvanischem Wege und presst sie dann zusammen, so dass ohne jedes weitere Bindungsmittel ein fester Körper entsteht. *Ringsdorff* in Essen presst eine Mischung aus Kupfer und Graphitstaub mit Teer unter einem Druck von 500 kg in völlig geschlossenen Formen und erhitzt dann die Körper sehr stark. Eine derartig hergestellte Bürste enthält etwa 67 v. H. Kupfer und 33 v. H. Kohle und hat sich als sehr verwendungsfähig erwiesen (vergl. Dr. *Streintz*, Leitvermögen von gepressten Pulvern; Dr. Ing. *Max Kahn*, Uebergangswiderstand von Kohlebürsten).

Casselmann hat zuerst den Einfluss verschiedener Salze auf den elektrischen Lichtbogen studiert. Bereits 1843 (vergl. *Poggendorfs* Annalen) verglich er die Lichtstärke, die er erhielt, mit gewöhnlichen Kohlen und mit Kohlen, die mit Barium, Strontium und anderen Salzen getränkt waren. Er fand, dass er bei gleicher Energie ungefähr die doppelte Lichtstärke erhielt. *Carré* (vergl. Comptes rendus 1877, S. 346) hielt es für vorteilhaft, den Bogenlichtkohlen Metalle in Form von Salzen oder Oxyden beizumengen, um Helligkeit und Farbe zu verändern. Er stellte fest, dass ein derartiger Lichtbogen etwa doppelte Länge und $1^1/_2$ fache Lichtstärke besässe. *Niewerth* in Berlin erhielt ein deutsches Reichspatent im Jahre 1894 auf Kohlen mit zwei oder drei Dochten von verschiedenen Substanzen, welche die Helligkeit erhöhten.

Trotz alledem wagte man es nicht, den Kohlen Mineralien beizumengen, um die Ruhe des Lichtbogens, die man erst nach vielen mühseligen Versuchen durch die Dochtung mit einer Mischung von Kohle und Kaliumsilikat erreicht hatte, nicht wieder zu zerstören. Eine derartige Dochtung war zwar schon von *Jablochkow* vorgeschlagen worden, allein erst von den *Gebrüder Siemens* 1879 wurden die Patente verwertet. Jede Beimengung

anderer Substanzen musste natürlich die Brenndauer der Kohlen herabsetzen und das führte zu grossen Schwierigkeiten. Ausserdem war es unmöglich, eine durchaus gleichmässige Masse aus verschiedenen Substanzen zu erhalten, mochte man auch die Mischmaschinen vervollkommnen oder die Mischdauer verlängern: stets erhielt man ein unruhiges, seine Farbe ständig änderndes Licht. Selbst als man die Kohlen mit Salzlösungen tränkte oder in Salzlösungen eintauchte, erreichte man kein besseres Ergebnis und man gab sich schliesslich zufrieden, neben dem gelben Glühlicht das weisse Bogenlicht zu besitzen.

Auf der letzten Weltausstellung zu Paris erregten die Lampen von *Bremer* mit 50 000 Kerzen Lichtstärke, die am Eifelturm brannten, allgemeines Aufsehen. Zum erstenmale sah man da einen schön goldgelb gefärbten Lichtbogen von einer bisher unerhörten Helligkeit. Seit jener Zeit verwendet man die sogenannten Flammenbogenlampen. Die wichtigsten Patente von *Bremer* sind D. R. P. 66 094, 69 271, 75 520 und eine ganze Reihe anderer. Im Grunde läuft die Erfindung darauf hinaus, den Kohlen mindestens 4 v. H. Fluor in Form seiner verschiedener Salze beizumengen. Professor *Wedding* veröffentlichte im Juli 1900 und in der Elektrotechnischen Zeitschrift vom Jahre 1902, S. 702, seine Messungen mit diesen Elektroden. Nach ihm gibt die *Bremer*-Lampe für Gleichstrom ungefähr dreimal soviel Licht als die gewöhnlichen Bogenlampen; für Wechselstrom ergab sich ein weniger günstiger Wert, nämlich nur etwa die doppelte Lichtstärke gewöhnlicher Wechselstrombogenlampen. Allein neben diesem unleugbaren Erfolg zeigten sich verschiedene Mängel, das Licht war unruhig, die Brenndauer gering, da man nur sehr dünne Kohlestäbchen verwenden konnte, endlich entwickelten die Lampen einen Rauch, der hauptsächlich das Regulierwerk behinderte. Diese Mängel konnte die Gesellschaft *Bremer* nur zum Teil beheben. Allein trotzdem schulden Industrie und Wissenschaft diesem Manne Dank. Gab er doch den Anstoss zu diesem jetzt so beliebt gewordenen Flammenbogenlicht, das nun nach langen Studien zu einem guten Ergebnis geführt wurde, indem es gelang, die obengenannten Mängel fast völlig zu beseitigen.

J. F. Sanders mischt den Kohlen nach dem U. St. P. 649 551 die Oxyde oder Phosphate von Kupfer oder Magnesium bei und macht den Docht aus Kohlenstoff und löslichen Alkaliphosphaten, schliesslich umgibt er die derartig hergestellten Kohlen mit einer Schicht metallischen Magnesiums. Dieser Vorschlag sowie die ganz ähnlichen Patente von *Mac Maruss* und *Roberts* hatten keinen praktischen Erfolg. Zu besseren Ergebnissen kam *E. Sander* mit seinem D. R. P. 137 576, wonach er die Oxyde der Erdalkalien oder der seltenen Erden (MgO, ThO_2, ZrO_2) mit den Oxyden oder Salzen der Eisengruppe im elektrischen Ofen zusammenschmilzt. Die Berliner Gesellschaft „*Electrodon*" setzt diese Schmelze den Kohlen, besonders dem Dochte zu. Derartige Elektroden geben ein schönes goldgelbes Licht, doch verschlacken sie sehr leicht, und dürfte dies ein wesentlicher Nachteil sein. Der Vorschlag von *A. Edelmann*, Charlottenburg, dieses Verschlacken durch borsaure Salze, etwa Tinkal zu verhüten, dürfte kein praktisches Ergebnis haben. Schliesslich sei noch das Patent von *Hopfeld* erwähnt, das die *Bogenlampen-Kohlefabrik zu Liège* angekauft hat und das in der Verwendung von Calciumcarbid besteht. Der starke Einfluss von Feuchtigkeit und die Unmöglichkeit, das Material in der Technik rein darzustellen, dürften einen grosseu Erfolg verhindern.

Alle diese Patente haben den gemeinsamen Grundgedanken, den Kohlen Stoffe beizumengen, die erst in der hohen Temperatur des Lichtbogens verdampfen. Nachdem diese wichtige Tatsache aus dem *Bremer*schen Patente erkannt war, konnten bald alle Fabriken Elektroden mit dem gleichen Effekt wie die *Bremer*schen Kohlen liefern.

Die Lampenkonstruktionen wurden ebenfalls verschiedenen Abänderungen unterworfen. Man stellte die Elektroden parallel oder unter einem Winkel von 5—50°. Man ging auf den alten Vorschlag von *Jehl-Hardtmuth* zurück und wandte kleine Schutzkappen an, um die Wärme mehr zu konzentrieren und dadurch die Kohlen mehr zu schonen. Man veränderte den Querschnitt der Kohlen, jede nur ausführbare Form wurde versucht und meistens auch patentlich geschützt. Ebenso wurden die zahlreichsten Versuche mit der Zahl und Gestalt der Dochte angestellt; schliesslich hat die Praxis ihre feststehenden Normen eingeführt.

Das Laboratorium von *Schiff & Co.* zu Schwechat bei Wien hat folgende Ergebnisse festgestellt:

a) Färbung des Flammenbogenlichts durch Zusätze bestimmter Elemente, gleichgültig, ob in Form von Pulver oder in kompakter Form oder nur im Docht:
   - Mg Magnesium — rot violett, unruhig, Farbenwechsel,
   - Al Aluminium — mattgrün, ohne Brillanz,
   - Zn Zink — weiss,
   - Cu Kupfer — mattblau,
   - Fe Eisen — rötlich violett,
   - Si Silicium — rötlich violett.

Der Bogen wird durch diese Zusätze bei gleicher Stromstärke und Spannung grösser als bei gewöhnlichen Kohlen.

b) Die Oxyde geben im allgemeinen dieselbe Färbung wie die Elemente:
   - BaO Bariumoxyd — bläulich,
   - SrO Strontiumoxyd — rosa,
   - CaO Calciumoxyd — rot,
   - FeO Eisenoxydul — violett,
   - MnO Manganoxydul — grünlich,
   - LaO_2 Lanthanoxyd — rein weiss,
   - DiO_2 Didymoxyd — weiss-violett,
   - TiO_2 Titanoxyd — blau-violett,
   - ThO_2 Thoroxyd — rötlich,
   - CeO_2 Ceroxyd — weiss-blau.

Bemerkenswert ist, dass die Oxydulverbindungen eine viel intensivere Färbung ergeben als die Oxyde, z. B. Eisenoxydul (FeO) viel stärker violett als Eisenoxyd (Fe_2O_3), Manganoxydul (MnO) stärker grün als Mangansuperoxyd (MnO_2).

Die Grösse des Bogens mit diesen Oxydverbindungen übertrifft nur wenig den gewöhnlichen Lichtbogen, einzig Ceroxyd gibt sogar einen grösseren Bogen als die *Bremer*kohlen.

c) Die Chloride, Bromide, Jodide und Nitrate geben fast immer die gleiche Färbung wie die Fluoride, die allein eine grosse Anwendung in der Praxis gefunden haben. Andere Salze zersetzen Kaliumsilikat. Man hat sogar versucht, konzentrierte Zuckerlösungen oder Teer als Bindemittel zu verwenden, aber immer ohne Erfolg.

   Die wasserunlöslichen Fluoride sind ohne Einfluss auf Kaliumsilikat. Bei allen Materialien, die man verwenden will, muss man sich vergewissern, dass sie kein freies Fluor oder Fluorwasserstoff enthalten.

   Die Fluoride ergeben folgende Färbungen:
   - NaF Fluornatrium — schwach gelb, ohne Brillanz, kleine Flamme,
   - KF Fluorkadium — violett, im übrigen wie NaF,
   - LiF Fluorlithium — rosa, aber schwächer als Fluorstrontium,
   - CeF_4 Fluor Cer — weiss-bläulich, grosse Brillanz, Farbe und Wirkung wie bei CeO_2,
   - CaF_2 Fluor Calcium — gelb, Licht stimmt mit dem *Bremer*licht überein. Die Färbung hängt sehr von der Reinheit des CaF_2 ab, ein Gehalt an Eisen verursacht eine mehr rötlich-gelbe Farbe.
   - BaF_2 Fluor Barium — schmutzig weiss, manchmal bläulich, man erhält nur schwer eine ruhige Flamme,
   - SrF_2 Fluor Strontium — rosa,
   - CuF_3 Fluor Kupfer — violett, wenig Glanz,
   - CdF_2 Fluor Cadmium — gelblich matt,
   - SbF_3 Fluor Antimon — dunkelgelb matt,
   - BiF_3 Fluor Wismuth — hellgelb matt,
   - UF_6 Fluor Uran — weiss, wenig intensiv,

$M_0 F_6$ Fluor Molybdän — weiss-mattgrün,
$Ti F_4$ Fluortitan — gelb-grau, matt.

Die Erfahrung hat gezeigt, dass es unmöglich ist, ein weisses Licht zu erhalten, indem man den Docht etwa mit mehreren Salzen tränkt, denn diese Mischungen geben keineswegs die Komplementärfarben. Bis jetzt ist es noch nicht gelungen, eine rein weisse Farbe von derselben Intensität wie die gelbe zu erhalten.

Die Versuche mit den seltenen Erden, in der Nernstlampe, haben noch nicht alle Erwartungen erfüllt. Das amerikanische Patent 421 469 schlägt die Verwendung von Mineralien mit sehr hohem Schmelzpunkt, Cer, Zirkon usw: vor. *Siemens & Halske* verwenden nach dem D. R. P. 144 463 die Nitrite der seltenen Erden, da diese Salze hohen Metallgehalt besitzen, sehr widerstandsfähig gegen hohe Temperatur sind und keine Schlacken bilden.

Ausgehend von der Idee, dass die Lichtstärke mit der Temperatur wächst, schlagen einzelne Patente die Verwendung von Körpern vor, die Sauerstoff abgeben. So verwendet *Conradty* Kaliumoxyd ($K O$), Natriumoxyd ($Na O$), Bariumsuperoxyd ($Ba O$). *Strauss* leitet Sauerstoff aus einem Ballon durch Kanäle in den Kohlen zu oder mischt in den Docht Mangansuperoxyd oder metallisches Aluminium. Die Versuche haben zwar eine Steigerung der Lichtintensität ergeben, aber auch einen derartig grossen Verbrauch an Elektrodenmaterial, dass eine praktische Verwendung ausgeschlossen ist. Eine Anwendung bliebe nur für Leuchttürme, Scheinwerfer auf Schiffen oder im Theater.

Es ist bekannt, dass jede elektrische Entladung in Luft die Bildung von Ozon zur Folge hat,[1]) der mit dem Stickstoff der Luft verschiedene Verbindungen eingeht. Eine industrielle Anwendung dieser Erscheinung findet in der Fabrik von *Bradley* und *Covegay* am *Niagara* statt, die ein kg Salpetersäure für fünfzehn Pferdekraftstunden erhalten. Dieselbe Erscheinung tritt im kleinen in der Glocke jeder Bogenlampe auf, besonders mit Zunahme der Bogenlänge. Ziemlich beträchtlich ist sie in den *Bremer*lampen, Flammenbogenlampen und in den Scheinwerfern. Doch hat Professor *Wedding* nachgewiesen, dass die Fluoride nicht zersetzt werden und dass in den Glocken keine Spur von freiem Fluor, diesem sehr giftigen Gas, nachzuweisen ist. Uebrigens wurde gezeigt (vergl. Eclairage Électrique 1903, S. 506; *Bradley*, Electrical World and Engineer 1902, S. 159), dass man die genauen Mengen von Fluoriden, die den Kohlen beigemengt waren, in der Glocke und im Reflektor wieder vorfinden müsste.

Da besonders die salpetrige Säure die Metallteile der Lampe angreift, schlugen *Gebrüder Siemens* vor, diese Dämpfe durch Alkali (Ammoniak und seine Salze) zu binden (D. R. P. 137 507, 138 018, 138 019).

Aber diese Befürchtungen sind übertrieben, da heute Millionen Flammenbogenlampen brennen, ohne jede besondere Vorsichtsmassregel und noch niemand sich durch solche Gase belästigt fühlte.

Die Bogenlampen für kleine Stromstärke wurden als Konkurrenz gegen die *Nernst*lampen gebaut. Die Fabrikation der dünnen Kohlen mit 4, 5 und 6 mm Durchmesser verlangt zwar Spezialmaschinen, bereitet aber sonst keine Schwierigkeiten.

In der Beifügung von Metallen oder Metallsalzen zu den Kohlen ist die *General Electric Company* zu Schenectady am weitesten gegangen. Sie hat Patente genommen auf:

1. Elektroden für Bogenlampen, die Eisen oder Titan enthalten,
2. Elektroden für Bogenlampen, gemischt aus 65 v. H. Titan und 35 v. H. Eisen.

Der Chefchemiker dieser Gesellschaft, Dr. *Steinmetz*, hat die Ergebnisse dieser Arbeiten im „Electrical World and Engineer", 1904, S. 974,[2]) veröffentlicht. Die Elektroden werden hergestellt, indem man fein gepulvertes Magnetite in Eisenröhren presst. Allerdings sind noch gewisse Salze beizumengen, um den Bogen stetig zu machen, ferner Titan, um ihn leuchtender zu machen.

Haerden (Elektrotechnischer Anzeiger 1904, S. 665) behauptet, dass die Brenndauer dieser Magnetitelektroden viel grösser ist, als die gewöhnlicher Kohlen und dass das Licht eine rein weisse Farbe hat. Zum Teil haben diese Lampen in einigen Städten der Vereinigten Staaten bereits Anwendung gefunden.

Die Verhältnisse im Flammenbogen sind von grösstem wissenschaftlichen Interesse. Zunächst ist bemerkenswert, dass einige Salze den Lichtbogen anders färben als die nichtleuchtende Flamme des Bunsenbrenners. Ebenso senden die Metalldämpfe bei höherer Temperatur viel mehr Strahlen im Spektrum aus und zwar sind diese Strahlen oft viel intensiver als die bei niederer Temperatur. Das Spektrum der Flammenbogenlampen ist besonders kompliziert, denn es enthält die Spektren der Metalldämpfe, das Spektrum der weissglühenden Kohle und die Spektren der Gase der umgebenden Luft.

Man kann die Erscheinung, dass einzelne Beimengungen den Bogen verlängern, andere wieder nicht, obgleich beide ihn färben, folgendermassen erklären: Die Färbung der Flamme kann durch Substanzen erzeugt werden, die im Gaszustand sind, aber deren Molekeln noch nicht zerfallen sind, und durch solche Substanzen, die völlig zerfallen sind. Im ersten Falle erhält man ein kontinuierliches Spektrum, im zweiten ein Bandenspektrum. Da die beiden Spektren im grossen und ganzen übereinstimmen, und da es vornehmlich die Metalldämpfe sind, die die Färbung des Lichtes ergeben, so ist die Farbe des Lichtbogens bei Beimengungen etwa von $Sr O$ und $Sr F_2$; $Ba O$ und $Ba F_2$ in beiden Fällen ziemlich gleich. Man vergleiche darüber *P. Lenard:* Der Lichtbogen und die Spektren der Metalle (*Wiedemanns* Annalen 1903, S. 636). Bereits vor ihm hat *Arrhenius* (*Wiedemanns* Annalen 1891. — *F. L. Tufts* Jahrbuch, Radioaktivität 1904) ausgesprochen, dass wahrscheinlich einzelne Salze schon im Bunsenbrenner sich elektrolytisch spalten, wodurch sich die gute Leitfähigkeit der Flammen und die Unabhängigkeit der Färbung vom elektronegativen Teil des Salzes erklärte. Die Salze der Alkalimetalle zerfallen völlig im Bunsenbrenner, die der Erdalkalien dagegen nicht vollständig; deren Spektrum gleicht dem Bandenspektrum. *Arrhenius* glaubt den Grund für diesen Zerfall im Wasserdampf sehen zu müssen, doch wäre dies ohne Bedeutung für den Lichtbogen. Aber es ist auch möglich, dass unter dem Einfluss der sehr hohen Temperatur allein, die Dämpfe besonders von Metallen elektrolytisch gespalten werden.

Ist nun im Lichtbogen ein solcher zerfallener Körper, so leiten seine Jonen den Strom, und der Widerstand des Lichtbogens muss kleiner werden. Ist der Körper nicht gespalten, so ist der Widerstand nicht geändert, eine Färbung aber tritt in beiden Fällen gleichmässig ein. Die letztere Erscheinung tritt z. B. ein bei einigen Oxyden wie $Ba O$, $Ca O$, $Ti O_2$, $Si O_2$, die den Bogen zwar färben, aber nicht verlängern, obgleich die Salze derselben Elemente den Bogen sowohl färben, als auch verlängern. Die guten Resultate, die man mit Fluoriden erhält, erklären sich durch die ausgedehnte Spaltung dieser Substanzen (vergl. die Arbeiten von *V. Meyer* über diesen Punkt.)

Es wurde bereits erwähnt, dass sich Spuren salpetriger Säure vorfinden; dass diese Erscheinung im Flammenbogen viel stärker zum Vorschein kommt, ist ein Beweis für die viel grössere chemische Reaktionsfähigkeit. Man könnte dies durch den Einfluss der Fluorjonen erklären, die entweder mit Stickstoff oder mit Sauerstoff reagieren. Zwar ist freies Fluor, wie gesagt, nicht nachzuweisen, aber es sind auch die Ergebnisse der elektrolytischen Spaltung der alkalischen Salze durch den Bunsenbrenner noch nicht studiert. Diese Studien werden ohne Zweifel viel beitragen zum Ausbau dieser neueren Beleuchtung, vielleicht sogar zu dem so heiss ersehnten Ziel, „Lichtbogen ohne Verbrauch an Elektrodenmaterial" führen. Die Arbeiten von *Rasch* und *Steinmetz* bilden den ersten Schritt auf diesem wohl noch langen Wege.

[1]) D. p. J. 1902, **317**, 754 und 1903, **318**, 262.

[2]) s. D. p. J. 1904, **319**, S. 542.

Die Stickstoffgewinnung aus der Luft.[1])

Ein gegenwärtig für die Industrie und Landwirtschaft gleich wichtiges Mineral ist der Chilisalpeter; er wird ausser zur Herstellung von Salpetersäure und anderen chemischen Produkten auch als Düngmittel benutzt, um dem Boden neue Nährstoffe zuzuführen. Die im nördlichen Chile aufgefundenen Salpeterfelder, deren Erde in Lagern von ¼ bis 4 m Mächtigkeit 15 bis 65 v. H. salpetersaures Natron ($NaNO_3$) enthält, sind keineswegs unerschöpflich und man kann schon jetzt den Zeitpunkt vorausbestimmen, zu welchem, falls neue Lager nicht aufgefunden werden, die dort lagernden Vorräte aufgebraucht sind. Der Verbrauch an Chilisalpeter betrug im Jahre 1900 etwa 1¾ Millionen Tonnen und hat in den letzten 10 Jahren jährlich um etwa 50 000 t zugenommen. Nimmt man, was der Wirklichkeit ziemlich nahe kommen wird, den heutigen Bestand der Salpeterfelder zu 100 Millionen Tonnen an, so würden die Felder unter der Annahme eines in gleichem Masse steigenden Verbrauches im Jahre 1940 erschöpft sein.

Da es bisher nicht gelungen ist, andere grosse Lagerstätten von Salpeter aufzufinden, so hat man seit Jahren Versuche gemacht, einen Ersatz dafür zu finden. Eine sehr billige und unerschöpfliche Quelle für die Gewinnung von Stickstoff ist nun unsere atmosphärische Luft.[2]) Die ersten Versuche dieser Art waren bakteriologischer Natur, führten aber zu keinem brauchbaren Ergebnis. Später beschäftigte sich *Siemens & Halske* mit einem von Dr. *Frank* angegebenen Verfahren Calciumcyanid ($CaCN_2$) herzustellen, indem ein Stickstoffstrom über erhitztes Calciumkarbid geleitet wurde. Der Stickstoff selbst wurde erhalten, indem man einen Luftstrom über rotglühendes Kupfer leitete. Diese Methode zur Darstellung von Calciumzyanid, welches sich als gutes Düngmittel erwies, wurde später auch noch weiter vereinfacht, konnte indessen nicht so weit vervollkommnet werden, dass eine fabrikmässige, gewinnbringende Herstellung in grösserem Umfange möglich war.

Die Schwierigkeit, Stickstoffverbindungen aus der Luft herzustellen, liegt darin, dass sich der Stickstoff sehr indifferent gegen andere Stoffe verhält, und es daher schwer ist, ihn chemisch zu binden. Seit 100 Jahren ist es bekannt, dass in der Luft überspringende Funken eine Vereinigung zwischen dem Sauerstoff und dem Stickstoff der Luft zustande bringen, woraus sich Salpetersäure ergibt. Die ersten Arbeiten auf diesem Gebiete rühren von *Priestley, Cavendish, Wills, Flücker, Dewar* und *Lord Rayleigh* her.

Die ersten praktischen Ergebnisse der Stickstoffherstellung aus der Luft in grösserem Masstabe erzielte 1902 die *Atmospheric Products Co.* in Niagara Falls, nach dem von *Bradley* und *Lovejoy* angegebenen Verfahren. Dies Verfahren besteht darin, dass zwei konzentrische Zylinder mit zahlreichen gegenüberstehenden Platinspitzen gegeneinander gedreht werden, welche an eine Gleichstromleitung von 8000 bis 10 000 Volt Spannung angeschlossen sind. Die zwischen den Spitzen gebildeten Lichtbogen reissen bei der fortschreitenden Drehung der Zylinder ab, worauf sich wieder neue Lichtbogen bilden. Da der Widerstand der Lichtbogen naturgemäss wechselt, so wird eine Drosselspule mit in den Stromkreis eingeschaltet, um den Strom zu regulieren. Der zwischen den Zylindern hindurch streichende Luftstrom wird durch Berührung mit den Lichtbogen in seiner Zusammensetzung verändert, derart, dass sich Stickstoff und Sauerstoff verbinden. Die Hauptforderung des Systems liegt darin, dass die einzelnen Lichtbogen eine möglichst grosse Länge und einen möglichst geringen Querschnitt besitzen, damit möglichst viel Luft mit den Lichtbogen in Berührung kommt, d. h. dass die durch den Apparat fliessende Energie möglichst stark unterteilt wird. Dies bestimmt aber den Wirkungsgrad des Systems, da die in den Lichtbogen aufgezehrte Energie ihrem Volumen proportional ist. Die weitgehende Unterteilung des Lichtbogens bezw. der Energie bietet praktische Schwierigkeiten und setzt gleichzeitig den Wirkungsgrad bedeutend herab. Der Wirkungsgrad bezw. die Ausbeute des Systems beträgt 1000 kg 70 prozentiger Salpetersäure (HNO_3) f. 1 Kilowattjahr. Dies entspricht 700 kg 100 prozentiger Salpetersäure. Es ist nicht zu verwundern, dass unter diesen ungünstigen Verhältnissen eine weitere Entwicklung des Verfahrens nicht stattgefunden hat. Eine andere von *Kowalski* und *Moscicki* angegebene Methode besteht darin, einen Luftstrom dem Einfluss eines Wechselstromlichtbogens von 50 000 Volt und einer Frequenz von mehreren tausend Perioden in der Sekunde auszusetzen. Die Ausbeute soll hierbei 1 kg Salpetersäure f. 15 KW-Stunden oder 580 kg Säure f. d. Kilowattjahr betragen. Auch dies Verfahren hat den Nachteil, dass die Apparate zu kompliziert werden und dass es zu viel Energie erfordert.

Eine neue und scheinbar weit mehr versprechende Methode ist kürzlich von *Birkeland* und *Eyde* erfunden worden. Sie gehen von der bekannten Erscheinung aus, dass ein Strom bezw. der den Strom führende Lichtbogen durch ein starkes magnetisches Feld abgelenkt wird und zwar rechtwinklig zum Verlauf der Kraftlinien. Eine der vorgeschlagenen Anordnungen ist in Fig. 1 dargestellt: der Abstand der Elektroden ist ein solcher, dass

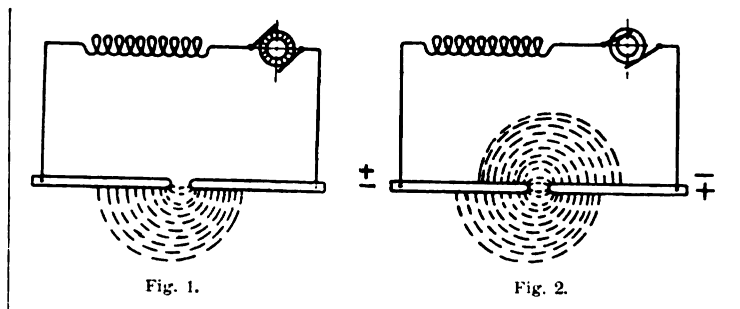


Fig. 1. Fig. 2.

die Maschine einen Lichtbogen bilden und unterhalten kann. Wird der Bogen einem senkrecht zu den Elektroden gerichteten kontinuierlichen Magnetfeld ausgesetzt, so wird er in der skizzierten Richtung abgelenkt, wenn die Stromrichtung einen gewissen Sinn hat und konstant ist. Durch einen in den Stromkreis eingeschalteten Widerstand fällt bei Auftreten des Lichtbogens die Spannung an den Elektroden stark ab, der Bogen wird länger und länger und gestattet durch Abnahme der Stromstärke ein erneutes Ansteigen der Spannung, so dass ein neuer kürzerer Lichtbogen von geringerem Widerstand auftritt, der den ersten zum Verlöschen bringt. Die Bewegung des Lichtbogens ist eine so schnelle, dass etwa hundert Lichtbogen in einer Sekunde entstehen und so dem Auge als eine Lichtbogenfläche erscheinen. Ist das ablenkende Feld ein Wechselstromfeld, so breitet sich diese Fläche nach beiden Seiten aus wie in Fig. 2 dargestellt und besitzt die Form eines vollen Kreises. Diese Anordnung wird in dem von *Birkeland* und *Eyde* konstruierten Ofen benutzt. Fig. 3 zeigt einen Vertikalschnitt des Ofens. *N S* sind die Blasmagnete, in deren Mitte sich die Elektroden befinden. Die Luft wird durch Kanäle *A A* in die zentrale Kammer mit den Elektroden eingesaugt und verlässt sie nach Berührung mit dem Lichtbogen bei *C*. Der Hauptvorzug dieser Methode gegen die älteren liegt vor allem darin, dass der Lichtbogen eine grössere Energiemenge in sich vereinigt; dieser Umstand ermöglicht eine rationellere Ausnutzung der Energie und zwar steigt der Wirkungsgrad, wie Versuche ergeben haben, in gleichem Masse wie die im Lichtbogen frei werdende Energie. Ein derartiger, bereits längere Zeit im Betriebe befindlicher Ofen ist so eingerichtet, dass der zwischen zwei einzelnen Elektroden gebildete Lichtbogen 75 bis 200 KW verzehrt. Dieser Ofen wurde mit Wechselstrom von 5000 Volt und 50 Perioden gespeist. Ein anderer im Bau befindlicher Ofen wird für

[1]) Nach einem von Prof. *Edström* auf dem Elektriker-Kongress in St. Louis gehaltenen Vortrage.

[2]) D. p. J. 1903, **318**, S. 262.

500 KW eingerichtet. Eine solche Leistung liess sich natürlich nicht einmal angenähert bei den älteren Systemen umsetzen.

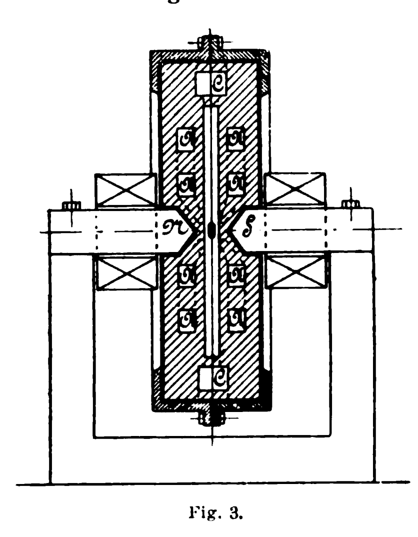


Fig. 3.

Trotz des starken Stromes ist der eingangs erwähnte Ofen mehrere hundert Stunden lang im Betrieb gewesen, ohne dass sich unzulässige Erhitzungen oder Abnutzungen der dem Lichtbogen ausgesetzten Elektroden gezeigt hätten. Die Elektroden werden aus Eisen oder Kupfer hergestellt und haben solche Abmessungen, dass man durch Anbringung einer Wasserkühlung die Temperaturerhöhung in verhältnismässig niedrigen Grenzen halten kann. Der ganze Ofen ist ein kompakter Apparat, der sich ohne besondere Geschicklichkeit bedienen lässt und zum Betriebe keine besonderen Maschinen erfordert.

Die Ausbeute bei einer der ersten Typen eines solchen Ofens, die nur für 7 bis 10 KW eingerichtet war, hat sich in $1^1/_2$ jährigem Betriebe zu 400 kg Salpetersäure f. 1 Kilowattjahr ergeben. Die neueren grossen Oefen lieferten 900 kg Säure f. 1 Kilowattjahr. Die Energiemenge entspricht der im Lichtbogen selbst umgesetzten Leistung. Die Ausbeute eines solchen Ofens hängt ab von dem Feuchtigkeitsgehalt der eingeführten Luft, ihrer Temperatur, ihrem Sauerstoffgehalt ferner von der f. d. Einheit der Leistung zugeführten Luftmenge, der Leistung, der Spannung und der Frequenz des Stromes, von der Stärke des Blasfeldes und der Güte der Isolation im Ofen. Die austretende Luft enthält 2 bis 3 v. H. Stickstoffoxyd (NO), welches in Stickstoffdioxyd (NO_2) übergeführt werden muss. Dies erfolgt in grossen, innen emaillierten Eisenblechkammern. Die Gase werden von hier durch einen aus Ton hergestellten Exhaustor abgesaugt und dann durch scrubberartige Türme geführt, in welchen sie mit fein verteiltem Wasser oder Sodalösung in Berührung kommen. Von diesen nach dem Gegenstrom konstruierten Türmen sind vier vorhanden, von denen in den ersten drei Wasser herabrieselt. Die letzten Reste des in der Luft enthaltenen Stickstoffdioxyds werden in dem vierten Turm durch die Sodalösung absorbiert. Das mit Salpeter angereicherte Wasser wird mehrere Male wieder herabrieseln gelassen, bis eine gewisse Konzentration erreicht ist. Dann wird die Säure aus den letzten Türmen in die ersten geleitet, wo eine weitere Anreicherung stattfindet. Die Säure wird dann entweder durch ein rein chemisches Verfahren weiter konzentrjert oder zu Kalium- oder Natriumnitrat verarbeitet. Aus der ursprünglichen Sodalösung wird durch die Aufnahme von Stickstoffdioxyd Natriumnitrat oder -Nitrit, welches später weiter zu reinem Nitrat verarbeitet wird.

Die Erfolge des Verfahrens von *Birkeland* und *Eyde* berechtigen zu der Hoffnung, dass die auf diesem Wege hergestellten Stickstoffverbindungen bald markt- und konkurrenzfähig sein werden und es bietet sich dadurch ein neues Verwendungsgebiet von grossen Wasserkräften, welche für die Fortleitung der elektrischen Energie bisweilen zu ungünstig gelegen sind unter diesem Gesichtspunkte indessen Bedeutung erlangen. Ein ähnliches Fiasko wie seinerzeit die Calciumcarbidwerke infolge der geringen Nachfrage nach diesem Produkt erfuhren, ist bei der Stickstoffabrikation nicht zu befürchten, da seine Verbindungen als Düngmittel in unbegrenzten Mengen gebraucht werden, sobald der Preis weiter herabgesetzt werden kann als der des Chilisalpeters. Es werden auf diese Weise auch zahlreiche bereits bestehende Elektrizitätswerke, welche noch nicht voll oder nur zu kurzen Tageszeiten voll ausgenutzt werden, ihre Rentabilität wesentlich verbessern können.

Kleinere Mitteilungen.

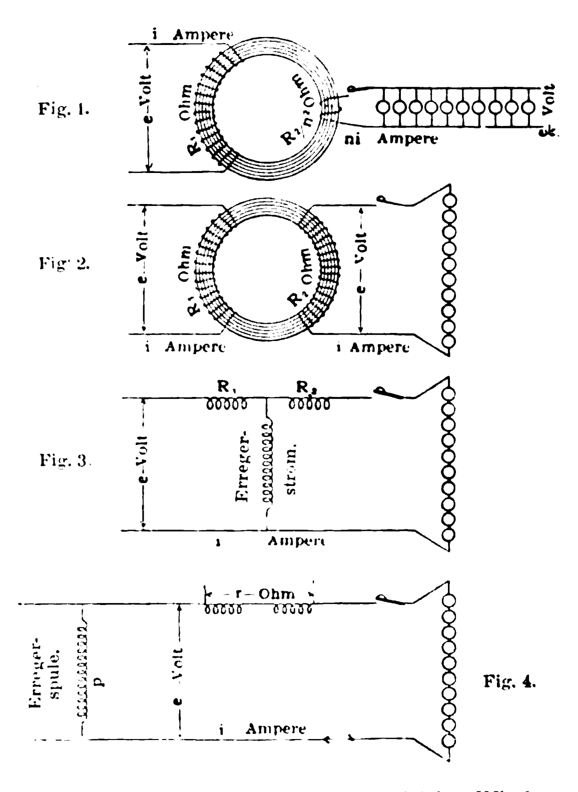
Die Wirkungsgradskurven bei Transformatoren.

In No. 16 des „Electrical World and Engineer" vom 16. 4. 04 bringt *A. E. Kennelly* einen Aufsatz über die Wirkungsgradskurven bei Wechselstromtransformatoren, dem wir folgendes entnehmen: Ein Wechselstromtransformator verbraucht einen gewissen Betrag von Energie auch bei offenem sekundären Stromkreis. Diese Energie wird zur Erregung des Transformators verwendet, und gibt die sogenannten Hysteresis- und Wirbelstromverluste. Der Leerlaufstrom ist im allgemeinen ein so kleiner Betrag des Stromes bei Belastung, dass die Verluste im Kupfer, also die Verluste entsprechend der Grösse $J^2 R$ in den Transformatorspulen vernachlässigt werden können.

Man kann annehmen, dass die Verluste durch Hysteresis und Wirbelströme auch bei der Belastung des Transformators sich nicht ändern; das ist zwar nicht ganz richtig, genügt aber für praktische Zwecke; infolgedessen kann man die Erregungsverluste als konstant und unabhängig von der Belastung betrachten, während die Verluste durch Erwärmung der Spulen im Verhältnis des Quadrates der Belastung zunehmen.

Fig. 1 zeigt die schematische Darstellung eines Transformators, der eine primäre Spannung von e Volt und eine sekundäre Spannung von $\frac{e}{n}$ Volt hat, wobei $\frac{1}{n}$ das Uebersetzungsverhältnis des Transformators ist. Wenn R_1 der primäre ohmsche Widerstand ist, dann ist der sekundäre Widerstand $\frac{R_2}{n^2}$, wo R_2 für den Widerstand bei gleicher Windungszahl gesetzt ist. Ist schliesslich i der primäre Strom, so ist mit Vernachlässigung des Erregerstromes $n\,i$ der sekundäre Strom.

In Fig. 2 ist schematisch ein Transformator mit dem Uebersetzungsverhältnis 1 : 1 dargestellt, also gleiche Windungszahl primär und sekundär. Dabei ist für jeden Stromkreis die Span-



nung bei Leerlauf e Volt, der Strom bei Vollast i Ampere, der Widerstand ist bezw. mit R_1 und R_2 bezeichnet.

Fig. 3 gibt den entsprechenden konduktiven Stromkreis des induktiven Systems von Fig. 2. Die beiden Spulen R_1 und R_2 sind in Serie geschaltet, während der Erregerstrom durch eine Seitenverbindung in die Mitte der beiden Spulen geleitet ist. In dem Diagramm (Fig. 4) ist der abgezweigte Erregerstrom mit seinem konstanten Wattverlust p vom Transformator getrennt, der Transformator selbst durch einen Widerstand von r Ohm ersetzt, der bei einer Spannung von e Volt einen Strom von i Ampere ergibt.

Der Wirkungsgrad n eines Transformators, wie er in dem Schema (Fig. 4) dargestellt ist, ergibt sich zu:

$$n = \frac{e\,i - i^2 r - p}{e\,i} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 1)$$

Dabei bedeutet $e\,i$ die primär zugeführte Energie, p die konstanten Erregerverluste und $i^2 r$ die Kupferverluste in den beiden Spulen. Wird der Wirkungsgrad n als Ordinate zur zugeführten Energie als Abszisse aufgetragen, so erhält man die bekannte Wirkungsgradskurve, wie sie in Fig. 6 dargestellt ist.

Gleichung 2) kann auch auf folgende Form gebracht werden:

$$n = 1 - \frac{i}{J} - \frac{i_0}{i} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 2)$$

Dabei bedeutet J jene Stromgrösse $\left(\frac{e}{r}\text{ Ampere}\right)$, welche man bei dem in Fig. 3 oder 4 dargestellten Stromkreis erhalten würde, wenn die sekundäre Spule kurz geschlossen und die Windungen keinen induktiven Widerstand hätten, i_0 den induktionslosen Strom $\left(\frac{p}{e}\text{ Ampere}\right)$, der bei einer Spannung e Volt eine Leistung gleich p, eben die konstanten Erregerverluste ergibt.

Um die Kurve, die durch Gleichung 2) dargestellt ist, zu erkennen, betrachtet man folgende einfache Verhältnisse: Die primäre Spannung ist e Volt, der gesamte ohmsche Widerstand $r = 1$ Ohm und die konstanten Erregerverluste $p = 50$ Watt, dann ist

$$J = \frac{e}{r} = 100 \text{ Ampere}, \; i_0 = \frac{p}{e} = 0{,}5 \text{ Ampere},$$

und die Gleichung 2) geht über in

$$n = 1 - \frac{i}{100} - \frac{0{,}5}{i} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 3)$$

Um die geometrische Bedeutung dieser Gleichung zu erkennen, nimmt man einmal an, dass die konstanten Erregerverluste verschwinden, dann hat man folgende Gleichung:

$$n = 1 - \frac{i}{100} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 4)$$

Das ist die Gleichung einer geraden Linie, wie sie durch ACD in Fig. 5 dargestellt ist, wo der Wirkungsgrad als Ordinate zum primären Strom als Abszisse aufgetragen ist. Angenommen, dieser Transformator hat seine normale Belastung bei 8 Ampere (800 Watt primär), so hat man dabei einen Wirkungsgrad von 0,92 und bei halber Belastung einen Wirkungsgrad von 0,96. Entsprechend würde der sekundäre Spannungsabfall im Transformator bei Vollast 8 v. H. sein; d. h. wenn der Transformator bei Leerlauf sekundär 100 Volt hat, so hat man bei induktionsloser voller Belastung nur mehr 92 Volt Spannung. Wirkungsgrad und Spannungsabfall sind also bei Vernachlässigung der Leerlaufsverluste durch ein und dieselbe gerade Linie dargestellt.

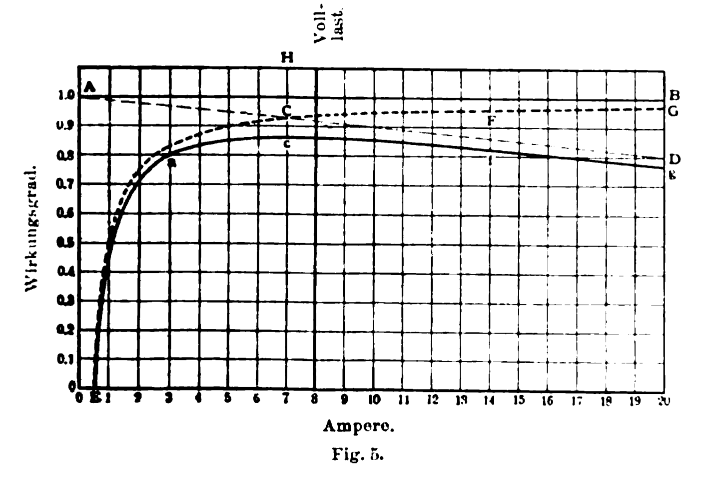


Fig. 5.

Nimmt man nun an, dass der Transformator wohl Erregerverluste, aber keine Kupferverluste habe, so geht Gleichung 3) über in die folgende Form:

$$n = 1 - \frac{0{,}5}{i} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 5)$$

Diese Gleichung stellt eine rechtwinklige Hyperbel dar, wie sie in Fig. 5 durch die Linie $ECFG$ wiedergegeben ist. Die Asymptoten der Hyperbel sind die beiden Geraden AB und AO. Bei dieser Annahme beträgt der Wirkungsgrad bei Vollast 0,938 und bei halber Belastung 0,875. Der Wirkungsgrad nimmt ständig zu; der Teil FG ist schon nahezu geradlinig und wird sich mit weiter wachsender Belastung mehr und mehr der Grösse 100 v. H. nähern.

Besitzt nun ein Transformator sowohl Leerlaufsverluste wie auch Kupferverluste, wie es Gleichung 3) ausdrückt, so wird die Kurve des Wirkungsgrades dargestellt durch die Differenz der geraden Linie ACD und der rechtwinkligen Hyperbel $ECFG$ man erhält eine spitzwinklige Hyperbel $eacfg$ mit den Asymptoten AD und AO.

Ein Transformator mit konstanten Erregerverlusten und mit der Belastung zunehmenden Erwärmungsverlusten zeigt eine Wirkungsgradskurve, die da, wo die vorher besprochenen Teilkurven sich schneiden, einen Höchstwert erreicht. Dieser Fall tritt in Fig. 5 bei C ein, der maximale Wirkungsgrad selbst liegt senkrecht darunter bei c. Der Schnittpunkt C liegt in der Mitte zwischen c und dem Punkt H auf der geraden Linie AB.

Der Verlust durch Widerstand im Transformator im Punkte des maximalen Wirkungsgrades c ist die Hälfte des Abstandes von c und der Linie für 100 v. H. In Fig. 5 ist der maximale Wirkungsgrad 0,8596 entsprechend einem Verlust von 0,1414 oder

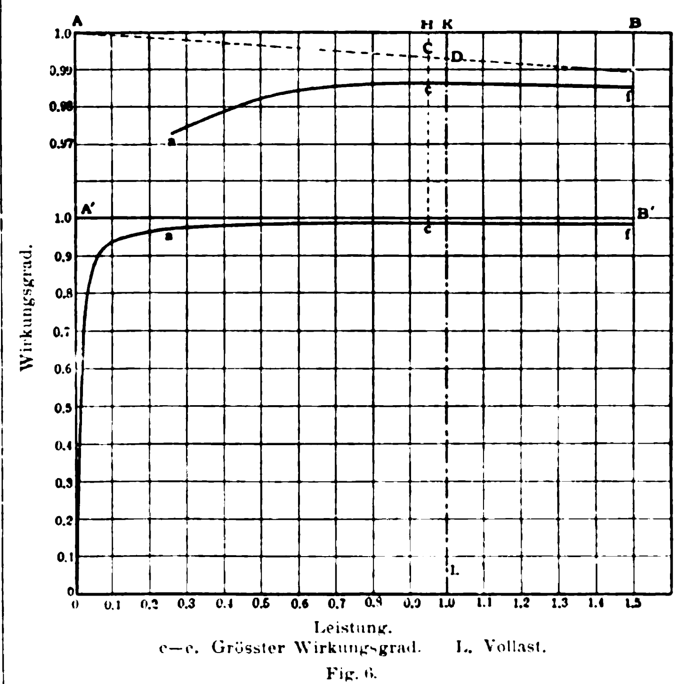


Fig. 6.

14,14 v. H., bei einem Strom von 7,07 Ampere. Der Verlust im Widerstand ist $\frac{14{,}14}{2} = 7{,}07$ v. H. und gleich dem Verluste durch Hysterese und Wirbelströme. Bei einer primären Leistung von $100 \times 7{,}07 = 707$ Watt betragen die Verluste $0{,}1414 \times 707 = 100$ Watt, die sich in 50 Watt Erregerverluste (p) und 50 Watt Erwärmungsverluste ($J^2 R$) teilen.

Betrachtet man noch die Wirkungsgradskurve von Fig. 6, so verläuft diese in ihrem oberen Teile derartig flach, dass der Punkt des Maximums nicht zu erkennen ist. Wendet man grössere Ordinatenabstände an, wie oberhalb der Fig. 6, so lässt sich der Wirkungsgrad bei c bei 95 v. H. der Belastung mit 0,9865 ablesen. Der Gesamtverlust beträgt im Punkte c 1,35 v. H. Daher der ohmsche Verlust in diesem Punkte (95 v. H. Belastung $\frac{1,35}{2}$ = 0,675 v. H. entsprechend HC; bei Vollast 100 v H. Belastung $\frac{0,675}{0,95} = 0,712$ v. H. entsprechend KD. Leistete der Transformator normal 2250 KW, so wäre die Leistung bei 95 v. H. 2140 KW, und es wäre dabei der Erregerverlust 0,675 v. H. oder 14,1 KW und der Kupferverlust auch 14,1 KW.

Fasst man die Ergebnisse zusammen, so erhält man:

1. Die Wirkungsgradskurve eines Transformators ist eine spitzwinklige Hyperbel,
2. Beim Punkte des maximalen Wirkungsgrades sind Erreger- und Erwärmungsverluste (Eisen und Kupfer) gleich,
3. Der ohmsche Spannungsabfall beim maximalen Wirkungsgrad ist gleich dem halben Verlust des Wirkungsgrades.

Aehnliche Ergebnisse erhält man auch, wenn man statt der primären Leistung die sekundäre Leistung als Abszisse wählt. Ferner kann man diese Ueberlegungen auch bei Nebenschlussmotoren und bei Generatoren anstellen, jedoch sind dabei grössere Vernachlässigungen zu begehen.

Bücherschau.

Thermodynamische Rechentafel. Von Dr. Ing. *R. Proell.* Berlin, 1904. Julius Springer.

Bei der Bedeutung, welche jetzt der Bau von Turbinendampfmaschinen erlangt hat, wird für viele Konstrukteure die kleine Rechentafel von grossem Wert sein. Dieselbe enthält auf einem Blatt von 28 × 38 cm (ohne Rand) eine Reihe von Massstäben für die beim Dampfturbinenbau wichtigen Grössen: ausser den auf anderen thermodynamischen Tafeln vorkommenden Werten für Temperatur, Druck, Entropie, Volumen auch noch die Düsenquerschnitte, Druck im engsten Querschnitt usw. Die Lage der Masstäbe ist so bestimmt, dass man durch geradliniges Verbinden von je einem Punkt zweier Masstäbe auf dem geschnittenen dritten den zu jenen beiden Punkten gehörigen Wert der auf dem dritten Masstabe aufgetragenen Variabelen erhält.

Der Tafel ist eine Gebrauchsanweisung beigegeben.

Dr. *K. Schr.*

La Statique Chimique. Von *C. Ariès.* Paris, 1904. A. Hermann.

Das Buch entwickelt aus dem thermodynamischen Potential $U - TS + pv$ in der dem Franzosen eigenen eleganten mathematischen Weise die wichtigsten Bedingungen für die verschiedenen Gleichgewichtszustände, die man unter Berücksichtigung der möglichen chemischen und physikalischen Verhältnisse erhalten kann. Bei der Neuheit der mathematischen Behandlung der Chemie sind die meisten Sätze ohne irgend welche Anschauung, weil der Verfasser nirgends die Anwendbarkeit an bestimmten Beispielen gezeigt hat. Es ist deshalb auch nicht möglich, den Inhalt kurz zu analysieren, ohne mathematische Formeln zu bringen, die doch zunächst inhaltlos sind. Denjenigen Lesern, welche mit der modernen physikalischen Chemie schon vertraut sind, wird die elegante mathematische Darstellung Freude machen.

Dr. *K. Schr.*

Technische Untersuchungsmethoden zur Betriebskontrolle, insbesondere zur Kontrolle des Dampfbetriebes. Von *J. Brand.* Berlin, 1904. J. Springer.

Infolge der starken Konkurrenz, welche sich jetzt die verschiedenen Arten von Wärmekraftmaschinen machen, muss man bei jeder einzelnen sehr genau darauf achten, dass die günstigsten Bedingungen innegehalten werden. Verfasser gibt eine Reihe von Beabachtungsmethoden und dazu gehörigen Apparaten zur Kontrolle der Verbrennung unter Dampfkesseln; also namentlich die Rauchgasanalyse, die Bestimmung des Heizwertes der Brennstoffe, Temperaturmessungen im Fuchs und von überhitzten Dämpfen und die bei Leistungsversuchen von Dampfmaschinen nötigen Beobachtungen. Die Apparate sind zum grössten Teil durch Figuren erläutert, insgesamt 168.

Rechnerische Darstellungen in allgemeinen Werten sind oft recht unklar; so stimmt z. B. die ganze Rechnung S. 61 u. ff. durchaus nicht mit dem allgemeinen Beispiel überein, für welches sie aufgestellt ist. Dagegen ist das Ergebnis der Rechnung auf das Zahlenbeispiel (S. 66) anwendbar.

Bei den Methoden zur Bestimmung der Rauchstärke habe ich das sehr bequeme Taschenkapnoskop von *Otto* vermisst (s. 1903, **318**, S. 718).

Bei der Bestimmung der Temperaturen ist angegeben, man solle das in die zu untersuchende Leitung hineinragende, zur Aufnahme des Thermometergefässes dienende Rohr mit Oel füllen. Das ist zwar sehr bequem, weil man Oel meist zur Verfügung hat und wird deswegen auch in der Praxis meist so ausgeführt. Es hätte aber doch darauf aufmerksam gemacht werden sollen, dass man dabei leicht Fehlerquellen unterworfen ist. Oel ist kein einheitlicher Stoff, hat also auch keinen festen Siedepunkt. Will man ganz sicher gehen, so sollte man an Stelle des Oeles leicht schmelzende Metallegierungen, z. B. *Wood*sches Metall nehmen, welches schnell die Temperatur annimmt und stets beibehält, ohne sich zu ändern.

Sehr instruktiv ist die Indizierung von Dampfmaschinenzylindern bearbeitet.

Das Buch ist durchgehend mit vielen Zahlenbeispielen versehen.

Dr. *K. Schr.*

Grundriss der Wärmetheorie. Von Professor Dr. *Jakob Weyrauch.* 1. Hälfte. Stuttgart, 1905. Konrad Wittwer.

Verfasser gibt hiermit seine Vorlesungen heraus, welche er seit einer langen Reihe von Jahren an der technischen Hochschule Stuttgart gehalten hat.

Das Buch geht von den als Erfahrungstatsachen betrachteten beiden Hauptsätzen aus und bespricht in der vorliegenden ersten Hälfte wesentlich die Gase und deren Anwendungen in den Luftmaschinen und Verbrennungsmotoren. Ein besonderes Kapitel behandelt ganz allgemein die Verwandlung von Wärmeenergie in Arbeit. Ein Abschnitt dieses Kapitels ist der in letzter Zeit viel zu wenig beachteten Arbeit der menschlichen Motoren gewidmet, von deren Behandlung aus *Robert Mayer* das Prinzip von der Erhaltung der Energie entdeckt hat.

Vor den Verbrennungsmotoren werden in einem eigenen Kapitel die chemischen Verhältnisse der Verbrennungserscheinungen besprochen. Die Abschnitte über die kinetische Gastheorie hätten wegbleiben können, da sie im vorliegenden Bande nirgends Anwendung finden und im zweiten wahrscheinlich erst recht nicht.

Durch das ganze Buch hindurch findet man überall durchgerechnete Zahlenbeispiele und Uebungsaufgaben, so dass jeder, welcher das Buch durcharbeitet, Gelegenheit findet, sich zu überzeugen, ob er das Gelesene verstanden hat oder nicht. Die Beispiele sind, wie das bei einem Lehrer mit langjähriger Erfahrung nicht anders zu erwarten ist, sehr geschickt ausgesucht.

Der vom Verfasser mehrfach benutzte Ausdruck: „Arbeitswert" für eine in mechanischen Masseinheiten gemessene Wärmemenge kann leicht zu Verwechslungen mit dem vom Verfasser als disponible Arbeit bezeichneten, in Arbeit verwandlungsfähigen Bruchteil der Wärme führen.

Die Gleichung $pv = R(a + t)$ ist kein Erfahrungsgesetz. Erfahrung ist nur pv = konst. bei konstanter Temperatur. Die Abhängigkeit der Konstanten von der Temperatur setzt *Gay-Lussac* $R(a + t)$ und *Dalton* $R' e^{\alpha\,\theta}$; beides ist zunächst gleich berechtigt. Bei konstantem Druck ergibt die erste Annahme $dv = \alpha v_0 \, dt$ (v_0 Volumen bei der Temperatur des schmelzenden Eises) die zweite $dv = \alpha' v \, dt$; diese letzte Gleichung ist jedenfalls einfacher gebaut als die erste, aber die *Gay-Lussac*sche Darstellung ist die gebräuchlichere.

Die Behauptung, dass der *Diesel*motor „gleich anfangs ausnahmsweise günstige" Ergebnisse gehabt habe, ist wohl etwas zu begeistert. Trotzdem die Broschüre *Diesel*s 1893 veröffentlicht und der erste Motor in demselben Jahre gebaut ist, konnte doch erst 1897 *Schröter* von Erfolgen berichten und wirklich brauchbar, so dass die Fabrikation lohnt, ist er erst seit ungefähr 1900. Er hat also, trotzdem er in einer sehr leistungsfähigen Fabrik ausgebildet wurde, nahezu sieben Jahre Versuchszeit gekostet, in unserer schnellebenden Zeit jedenfalls recht lange. Jetzt, nachdem während der Versuchszeit vieles von den Ansichten *Diesels* sich als unbrauchbar herausgestellt hat und aufgegeben worden ist, arbeitet die Maschine allerdings ganz hervorragend.

Dr. *K. Schr.*

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

86. Jahrg., Bd. 320, Heft 13. Berlin, 1. April 1905.

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Die elektrische Zugbeleuchtung in den Vereinigten Staaten.

Die ersten Versuche, das elektrische Licht für Zugbeleuchtung zu benutzen,[1]) fanden in den Vereinigten Staaten im Jahre 1882 und 1883 statt. Primärbatterien waren die Energiequellen. Diese bewährten sich jedoch durchaus nicht, und so versuchte es die *Pennsylvania-Eisenbahn* auf der Strecke New-York—Pittsburg mit Sekundärbatterien, indem sie acht Luxuswagen mit solchen ausrüstete. Diese Strecke (mit nur zwei auf den Endstationen errichteten Ladestellen) war jedoch zu lang. Auch steigerten sich die Ansprüche an die Beleuchtung, so dass sich die Eisenbahnverwaltung veranlasst sah, eine Dampfdynamo in dem Gepäckwagen aufzustellen. Dieses System ist, wie wir später sehen werden, noch heute in Verwendung. Um dieselbe Zeit (1888—1890) wurden auch auf verschiedenen Linien Versuche mit Dynamos, welche durch Gasmotor, Luftmotor oder durch die Wagenachse angetrieben wurden, gemacht.

Der erste Achsenantrieb war von *Moscowitz* ausgearbeitet und glich dem Motorenantrieb in den heutigen Strassenbahnmotorwagen. Ein Vorgelegeantrieb ersetzte später diesen Stirnräderantrieb. Das kraftübertragende Medium zwischen Achse und Vorgelege war hier eine Kette und das zwischen Vorgelege und Dynamo konische Reibungsräder. Vier Jahre später wandte *Moscowitz* zum ersten Male einen Riemen an. In den letzten fünf Jahren namentlich sind die mannigfaltigsten Versuche mit neuen, in elektrischer und mechanischer Beziehung teilweise hochinteressanten Zugbeleuchtungssystemen gemacht worden. Heute sind nicht weniger als sechs verschiedene Systeme im Gebrauch, welche im folgenden beschrieben sind.

1. Das Batteriesystem.

Dies älteste aller Zugbeleuchtungssysteme findet sich auf einer Reihe von Bahnen, deren Fahrstrecke kurz ist. Es werden meistens zwölf Zellen hintereinander geschaltet, so dass Glühlampen von 24 Volt Verwendung finden müssen. Die Kapazität der Batterien ist in der Regel 600 Amperestunden. Für Spezialwagen (Schlaf-, Speise- und Postwagen) verwendet man jedoch solche von 900 Amperestunden. Die Batteriekästen sind immer auf beiden Seiten unter dem Wagenkasten angehängt. Zwecks Auswechselns sind Handwagen wie der in Fig. 1 oder auf Schienen laufende Wagen im Gebrauch. Durch die nunmehr auf dem Markt erschienenen *Edison*schen Nickeleisensammler[2]) wird dieses System wieder mehr in Anwendung kommen.

2. System unter Anwendung einer Dampf- oder Turbodynamo und Batterie.

Ungefähr zehn Bahngesellschaften, namentlich in dem westlichen Teil der Vereinigten Staaten, haben dieses System im Gebrauch, um den Ansprüchen an eine reichlichere Beleuchtung seitens der Reisenden gerecht zu werden bezw. Reisende damit heranzulocken. Als Antriebsmotore dienen Dampfturbinen oder einfach wirkende Kompoundmaschinen, gebaut von der bekannten *Westinghouse Machine Company* in Pittsburg. Diese Maschinen regulieren ganz ausgezeichnet, brauchen fast keine Wartung; sie sind jedoch Dampffresser. Beide, direkt mit der Dynamo gekuppelt, sind in dem Gepäckraum aufgestellt und erhalten Dampf von dem Lokomotivkessel. Der Abdampf wird durch eine Rohrleitung unter dem Wagenkasten in

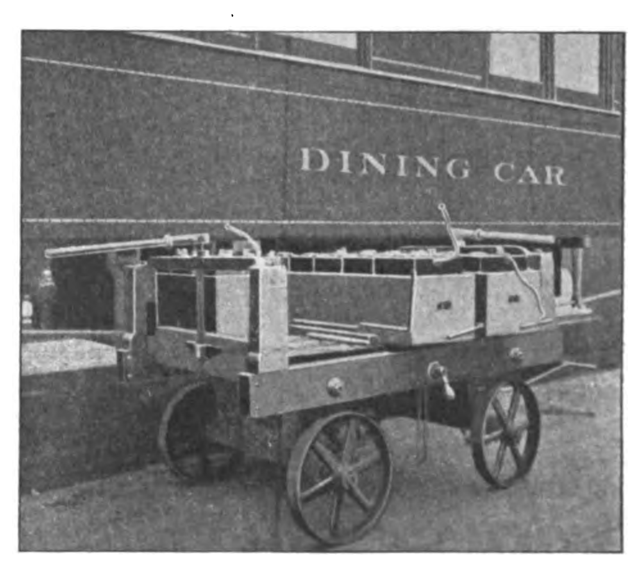


Fig. 1.

die Atmosphäre geleitet, damit er sich nicht an den Fenstern niederschlägt.

In Fig. 2 ist ein Wagen mit einer in dem vorderen Teil aufgestellten Turbodynamo abgebildet. Die Aufnahme wurde auf dem Pennsylvaniabahnhofe in St. Louis gemacht. Wie ersichtlich, deutet nichts darauf hin, dass sich in diesem kombinierten Rauch- und Gepäckwagen eine elektrische Beleuchtungsanlage befindet, es sei denn, dem Beschauer fiele die dritte Schlauchleitung oder die Abdampfrohrleitung auf dem Dache auf.

Der Turbogenerator ist in Fig. 3 abgebildet. Er ist in einem Abschlag aufgestellt, der durch ein Rouleau aus Wellblech abgeschlossen werden kann. Die Dampfturbine ist von der *Curtis*type und leistet 15 KW. Ein Manometer gestattet dem mit der Beaufsichtigung beauftragten Gepäckmeister den Dampfdruck abzulesen. Die mit 4000 Umdrehungen angetriebene Nebenschlussdynamo gibt normal 65 Volt. Strom- und Spannungsmesser sowie ein Nebenschlussregulator sind in dem Stromkreis eingebaut.

[1]) s. a. D. p. J. 1901, Bd. **316**, S. 85 und 1904, Bd. **319**, S. 4.

[2]) s. D. p. J. 1904, Bd. **319**, S. 476.

Ein doppelpoliger Automat schützt die Maschine vor Ueberlastung. Die Turbine sitzt fliegend an dem Gestell der Dynamo. Um zu verhindern, dass das Schmieröl nach unerwünschten Stellen des Gepäckraumes fliesst, ist

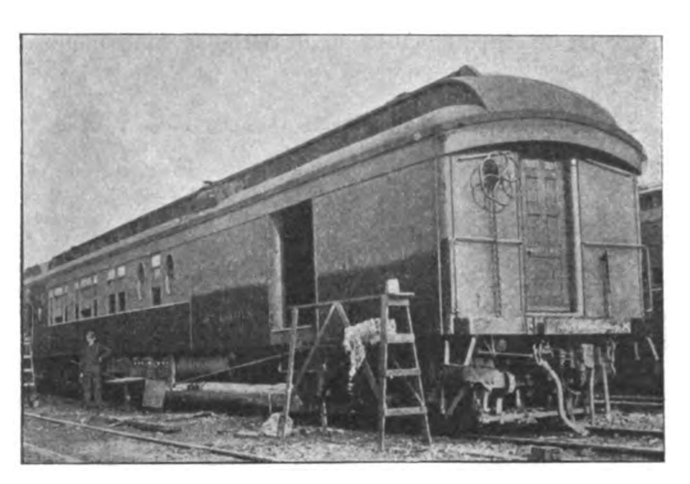


Fig. 2.

eine Holzleiste vor den Abschlag genagelt. Zwecks Verhütens des Eindringens von Oel in den Fussboden sind die Bretter mit Zinkblech benagelt. Jeder Wagen ist mit einer Batterie ausgerüstet. Drei Leitungen führen durch

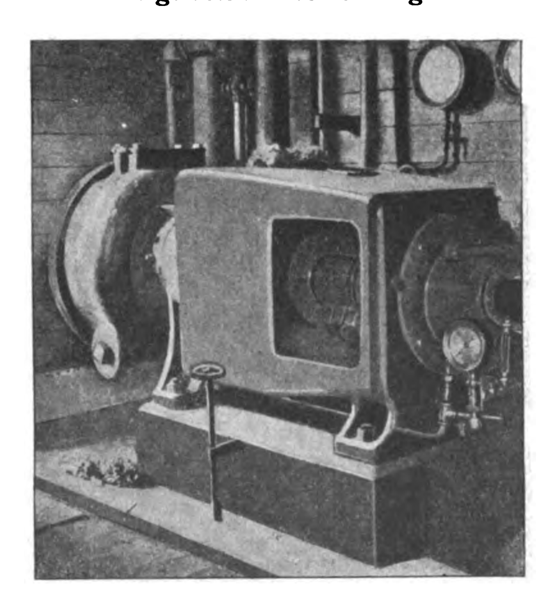


Fig. 3.

alle Wagen des Zuges, nämlich eine gemeinschaftliche und zwei Leitungen für Lampen und Batteriepole. Während des Tages decken die Batterien den Strombedarf, ebenfalls des Nachts, wenn die Lokomotive nicht am Zuge ist. Wir sehen somit, das System ist nicht selbsttätig und leidet an Betriebseinfachheit.

3. System der Consolidated Railway Electric Lighting and Equipment Company (Moscowitz).

Das System dieser Gesellschaft ist aus dem ehemaligen *Moscowitz*system hervorgegangen. Es besteht aus einer durch Riemen angetriebenen Achsendynamo und aus einem Regulator; dieser befindet sich im Innern des Wagens. Die Befestigung der Dynamo D an dem Drehgestell des Wagens ist aus Fig. 4 zu ersehen. Ein Ausleger ist gegen den Rahmen geschraubt, an dem die Konsole der Maschine federnd aufgehängt ist. An dem unteren Teil der Dynamo sind zwei Ansätze angegossen, durch deren Löcher ein an der Konsole befestigter Bolzen gesteckt ist. Offenbar ist diese Konstruktion getroffen, um Gleiten des Riemens bei zu hoher Beanspruchung der Maschine zu erzielen.

Der Nebenschlussregulator R (siehe das Schaltungs-

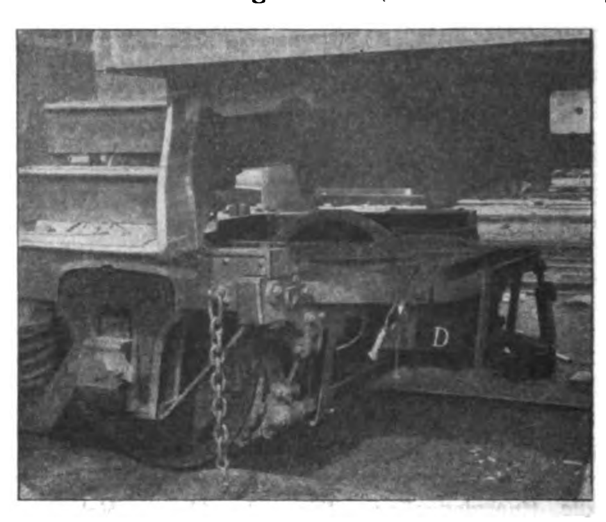


Fig. 4.

schema Fig. 5) hat die Spannung und damit die Leistung bei allen Geschwindigkeiten des Zuges konstant zu halten. Dies geschieht in der folgenden Weise: Der Motor M — auf dem Regulatorschaltbrette (s. Fig. 6) montiert — erhält von der Dynamo Strom und treibt durch eine Schnecke die Schneckenradwelle S dauernd an. Die mechanische Verbindung zwischen dieser und der Regulatorachse R ist durch die Skizze (Fig. 7) erklärt. Sie besteht aus dem Exzenter N, der die Haken P in hin- und hergehende

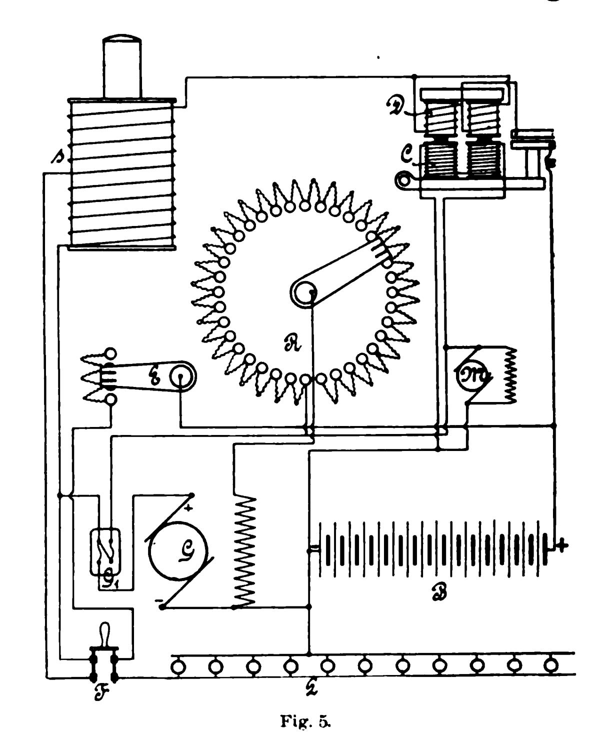


Fig. 5.

Bewegung versetzt. Diese Haken werden durch das von der Spule s (Fig. 6) beeinflusste Sperrstück H während der Normalleistung der Dynamo am Eingreifen in die Zähne der Räder W und W' gehindert. Steigert sich jedoch die Geschwindigkeit des Zuges und somit die Spannung und Leistung, so wird der Kern der erwähnten Hauptstromspule eingezogen und gestattet dem oberen Haken in die Zähne des Rades W' zu greifen. Dies hat eine Drehung des Regulatorarmes im Sinne des Uhrzeigers und damit das Einschalten von Widerstand zur Folge. Fährt der Zug langsamer, so wird Widerstand ausgeschaltet und somit das Dynamofeld stärker erregt. Erst wenn

die Normalleistung der Maschine wieder erreicht ist, werden die Haken an der Drehung des Regulatorarmes gehindert.

Bei langsamer Fahrt ist die Maschine vom Stromkreis abgeschaltet. Mit zunehmender Geschwindigkeit schaltet der Nebenschlussmagnet C (Fig. 5) die Dynamo

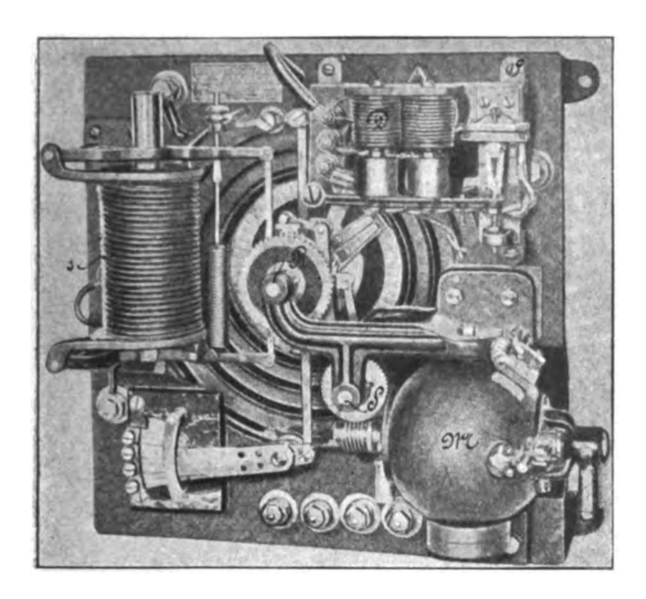


Fig. 6.

parallel zu der Batterie, wie dies aus dem Schaltungsschema hervorgeht; nimmt die Geschwindigkeit noch mehr zu, so beginnt die soeben beschriebene Feldregulierung. Bekanntlich haben die Sammlerzellen die Eigenschaft, dass die Spannung sofort nach Beginn der Ladung steigt, und es wird somit notwendig, den Lampen einen Widerstand vorzuschalten. Die Kontakte für letzteren sind auf der linken unteren Ecke des Regulatorbrettes gesetzt. Die Hebelstange ist derart mit der Regulatorachse verbunden, dass der Kontakthebel Widerstand einschaltet, wenn der Regulatorarm Feldwiderstand vorzuschalten beginnt. Mit zunehmender Drehung der Achse wird noch weiterer Ballastwiderstand vorgeschaltet.

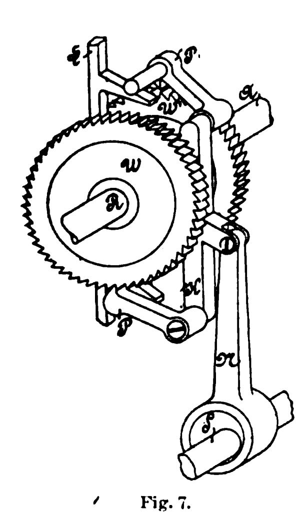


Fig. 7.

Während des Tages ist der Lampenschalter F offen und es sind so alle Windungen der Regulatorspule s (Fig. 6) von dem Ladestrom durchflossen. Durch Schliessen desselben wird jedoch ein Teil der Windungen kurzgeschlossen, was eine höhere Leistung der Dynamo nach sich zieht. Offenbar muss die Wirkung der kurzgeschlossenen Windungen durch eine höhere Amperezahl ersetzt werden.

Da die Wagen meistens auf derselben Strecke laufen, so kann der Regulator so eingestellt werden, dass die Batterie jeden Tag gerade voll geladen wird. Die Umkehr der Stromrichtung in dem Maschinenstromkreis wird durch den Automaten D verhindert.

Die Dynamo wird durchschnittlich mit 1—2 KW. beansprucht und wiegt 2500 kg. Ueber ihre Konstruktion ist noch einiges zu sagen. Feld, Kommutator und der an der Kommutatorseite angebrachte Umschalter sind durch einen Eisenmantel staubdicht eingeschlossen. Die Polstücke sind aus mehreren Blechen zusammengesetzt, damit sich die Maschine schnell erregt. Der Umschalter sorgt dafür, dass die Dynamo bei der Umkehr der Fahrtrichtung in Parallele mit der Batterie geschaltet bleibt. Zu diesem Zwecke ist das Ende der Welle mit Schneckengewinde versehen. Ein Schneckenrad wird hierdurch angetrieben, dessen Welle mit zwei Nuten versehen ist und die durch eine dritte Nute miteinander in Verbindung stehen. Ein Daumen, der mit der Achse des Umschalters in fester Verbindung steht, ragt in eine der Nuten. Bewegt sich der Anker in einer gewissen Richtung, so wird der Daumen nicht verschoben; kehrt die Richtung indessen um, so wird er durch die Verbindungsnute in die benachbarte Nute geschoben. Dadurch wird die Drehung des Umschalterarmes veranlasst. Eine zweite Umkehr der Drehrichtung bringt den Daumen wieder in die erste Nute zurück. Die Flanschenriemenscheibe ist mit zahlreichen Löchern versehen, damit sich der Staub leicht von der Lauffläche absondern kann.

4. *Das Gouldsche System.*

Seitens der *Gould Car Lighting Company* ist ein Wagenbeleuchtungssystem ausgebildet und auf einigen Eisenbahnstrecken des Ostens eingebaut worden, deren Schaltungsschema in Fig. 8 wiedergegeben ist.

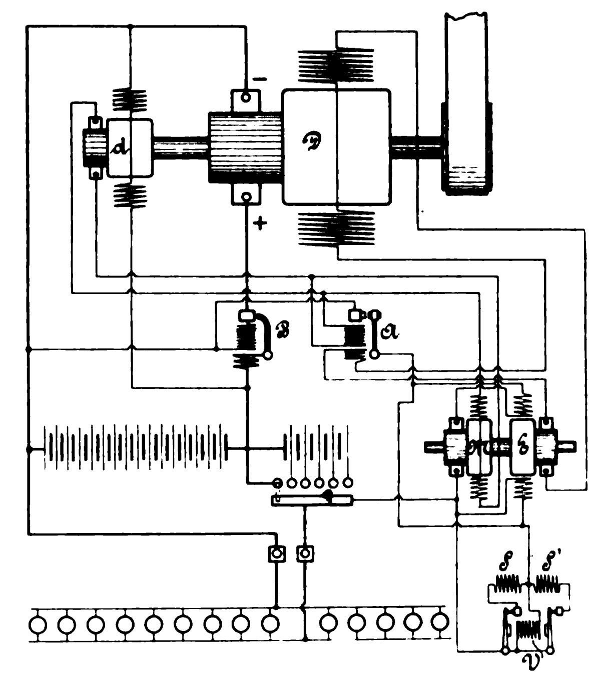
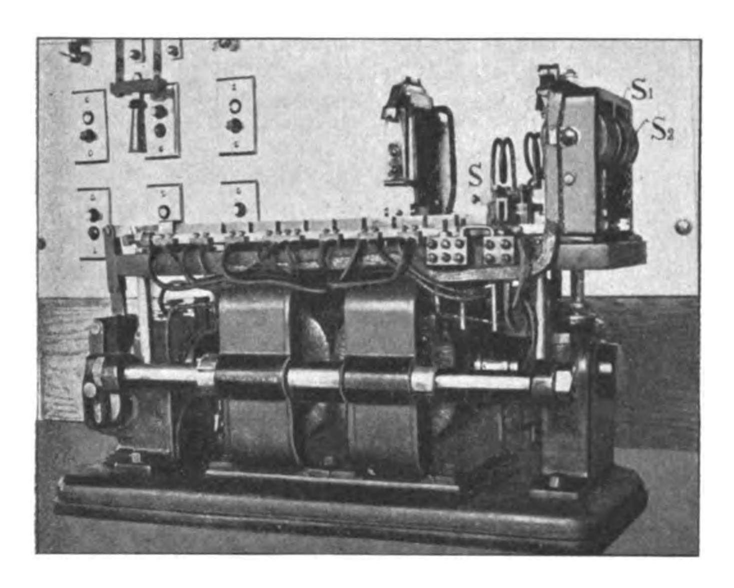
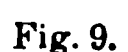


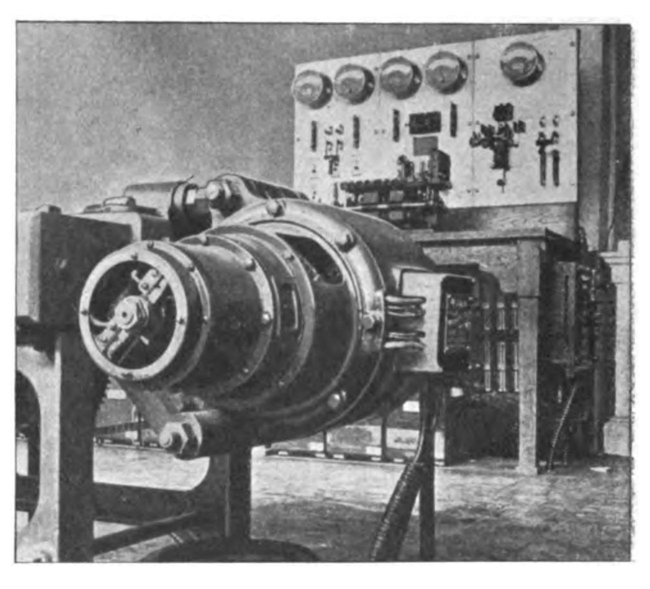
Fig. 8.

Die Welle der Dynamo D trägt auf ihrem freien Ende eine zweite kleinere Maschine mit Batterieerregung. Der von dieser gelieferte Strom wird für die Felderregung eines ungefähr $^1/_4$pferdigen Motors M verwandt, dessen Ankerstrom der Batterie entnommen wird. Dieser Ankerstrom dient zur gleichen Zeit zur Felderregung der mit dem Motor direkt gekuppelten Erregerdynamo E. Eine zweite Feldwicklung der letzteren ist an die Batterie angeschlossen. Der erzeugte Strom der Erregermaschine durchfliesst die starke Wicklung eines Automaten A und die Feldwicklung der vierpoligen Lichtdynamo D. Ein kombinierter Einschalte- und Rückstromautomat B schaltet die Maschine parallel zu der Batterie oder schaltet sie aus. Um stets eine gleichbleibende Lampenspannung zu erhalten, sind fünf Gegenzellen zur Regulierung verwandt. Diese Zellen werden durch einen auf den Motorgenerator montierten Zellenschalter in den Lampenstromkreis eingeschaltet (s. Fig. 9). Der Schlitten S befindet sich auf der äussersten Rechten. Er wird durch einen an der Lampenspannung angeschlossenen Magnet auf folgende indirekte Weise verschoben: Das linke Ende der Regula-

torwelle ist mit Schnecke und Schneckenrad versehen. An letzterem befindet sich ein Kurbelzapfen, der eine Hakenstange unter Vermittlung von zwei Hebeln in hin- und hergehende Bewegung versetzt. Der Schlitten verschiebt sich auf dieser nach der einen oder andern Seite, je nachdem eine der beiden seitlichen Klinken eingerückt wird. So wird das Einrücken der diesseitigen Sperrklinke den Schlitten nach rechts bewegen, da, wie auf dem Bilde zu bemerken ist, die Zähne nach rechts zeigen; auf der andern Stangenseite sind die Zähne nach links gerichtet und die Schlittenbewegung findet nach links statt. Die Klinken werden durch die Magnete S und S' (Fig. 8) eingerückt. Diese werden unter Vermittlung eines Kontaktvoltmeter V erregt und zwar der eine bei zu niedriger, der andere bei zu hoher Lampenspannung.




Fig. 9.


Fig. 10.

Es bleibt noch zu erwähnen, dass die Feldeisen der beiden direkt gekuppelten Regulatormaschinen aus Stahlblechen zusammengesetzt sind, um eine gute Regulierfähigkeit zu erzielen.

Die aufeinanderfolgende Tätigkeit der einzelnen Teile dieses Systems ist wie folgt:

Bei der Anfahrt des Zuges wird die Dynamo D eine Spannung proportional der Geschwindigkeit erzeugen und das Feld des Motors M erregen. Ist die Zuggeschwindigkeit ungefähr 25 km i. d. Stunde, so schaltet die Spannungsspule des Schalters A den Motoranker an die Klemmen der Batterie. Der Regulator wird so in Betrieb gesetzt. Ferner wird das Feld der Dynamo E erregt und das Kontaktvoltmeter wird angeschlossen. Die Lichtdynamo D ist nun auch erregt und wenn ihre Spannung gleich der Spannung der Batterie ist, so wird sie durch den Schalter B parallel zu der Batterie geschaltet. Infolge der nun stattfindenden Ladung und des Steigens der Zellenspannung wird der Zellenschalter Gegenzellen zuschalten, um die Lampen vor Ueberspannung zu beschützen. Bei einer Umkehr der Fahrt des Zuges findet offenbar eine Umkehr der Pole der Dynamo d und damit ein Wechsel in der Stromrichtung in den Feldspulen der Dynamo D ein. Da sich die Drehrichtung und die Pole ändern, so bleiben die Pole der Lichtmaschine dieselben.

Die Abbildung (Fig. 10) zeigt die beiden Dynamos D und d, wie der Besucher sie auf der Weltausstellung in St. Louis zu besichtigen Gelegenheit hatte. Der Antrieb erfolgt durch eine Kette. Der vordere Deckel ist abgenommen worden, um eine Besichtigung zu gestatten. Ebenso ist der Deckel des in der Mitte (zwecks Nachsehens der Bürsten) angeordneten Loches abgenommen. Die beiden Lagerschilder sind gegen das Feld der Lichtdynamo geschraubt; gegen das vordere derselben ist wieder das Feld der Hilfsdynamo d gesetzt. Die ganze, einem alten Geschütz ähnelnde Anordnung kann durch Bolzen von dem Untergestell des Wagens entfernt oder demselben genähert werden, so dass die Spannung der Kette verändert werden kann.

Das *Gould*sche System wird für eine Spannung von 32 Volt gebaut. (Schluss folgt).

Die Bemessung der Auslassteuerung der Dampfmaschinen auf Grund der Ausströmungsgesetze.

Von **W. Schüle**, Breslau.

(Schluss von S. 180 d. Bd.)

Versuch mit überhitztem Dampf.

Diagramm Fig. 28 (Falldiagramm).

Es ergibt sich:

Fig. 28.

$p_0 = 13{,}16$ mm, $p_i' = 7{,}46$ mm für 0°,

p_i' 4,46 mm = für + 30°.

Der Barometerstand betrug etwa 750 mm, so dass die absolute Nullinie bei einer Feder von 8 mm/kg, um 8,16 mm unter der atm. Linie liegt.

Mit diesen Werten wird

$k = 0{,}342$ bezw. 0,346,

also etwas kleiner als bei Nassdampf.

Sollte μ den gleichen Wert wie dort erhalten, so müsste die Dampfnässe zu Beginn der Ausströmung noch etwas grösser sein als bei dem vorhergehenden Versuch. Da die Füllung bei dem Nassdampfdiagramm wesentlich grösser ist (33 v. H.) als bei dem Diagramm für Heissdampf (23 v. H.), so ist dies nicht unmöglich. Genaueres lässt sich nicht aussprechen, da der Verbrauch an Speisewasser nicht bekannt ist.

Maschine IV (Kleine Schiebermaschine).

Abmessungen: $D = 65$ mm, $H = 90$ mm, $n = 100$ bis 1000 Umdrehungen. Kanalbreite: 42,7 mm. — Grösste Kanalweite für Auslass 3,54 mm (aus dem Schieberdiagramm ermittelt).

Fig. 29 zeigt das Schieberdiagramm in Verbindung

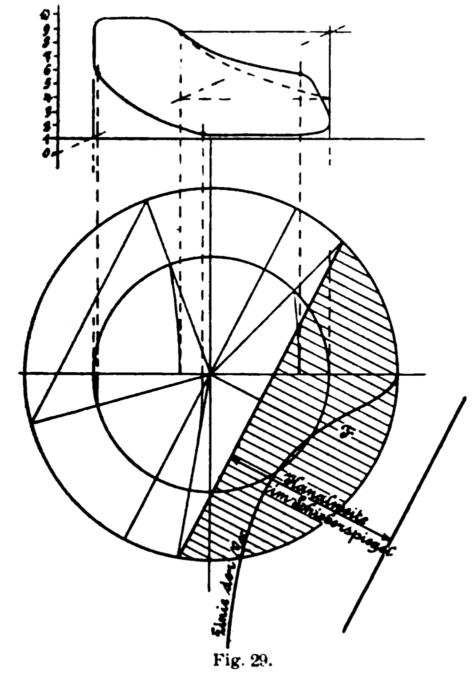


Fig. 29.

mit einem Dampfdiagramm für kleine Tourenzahl. Die Darstellung weicht von der in der Originalarbeit gegebenen etwas ab, da mit der Lage des Vorausströmungspunktes und des Kompressionspunktes, wie sie dort angenommen wurde, keine Uebereinstimmung der Ausströmkoeffizienten hätte erzielt werden können. Der schädliche Raum von 7 v. H. wurde hier zu 15 v. H. angenommen. Bei den winzigen Abmessungen der Maschine wird er durch den Inhalt des Indikatorzylinders und -Hahnes ungefähr um das Doppelte seines natürlichen Wertes vergrössert.

Die Maschine besitzt keinen Regulator, ihre Tourenzahl wurde mittels Bremse bei den Versuchen zwischen 100 und 1000 i. d. Minute geändert.

Der Wert des Ausströmungskoeffizienten kann zwar nicht mit denjenigen von Maschinen normaler Grösse verglichen werden. Jedoch sind gerade diese Versuche ein Mittel, um die Richtigkeit des Einflusses der Kontinuitätsgeschwindigkeit u auf den Druckausgleich überzeugend nachzuweisen. Schon oben wurde bei den Betrachtungen über den Gegendruck von den Versuchen Gebrauch gemacht.

Es ist nun:

$$c_m = \frac{0{,}09 \cdot n}{30} = 0{,}003 \cdot n \ \text{m/sek. und daher}$$

$$u = \frac{33{,}18 \cdot 0{,}003 \cdot n}{0{,}354 \cdot 4{,}27} = 0{,}0657\, n \ \text{m/sek.}$$

Die Vorausströmung beginnt, nach unserem Schieberdiagramm, bei 135° und einem Kolbenweg $x_0 = 0{,}875$ (12,5 v. H.) Daher ist

$$x_0 + s_0 = 0{,}875 + 0{,}150 = 1{,}025.$$

Mit diesen Werten wird

$$k = -\frac{1{,}661\, u}{\frac{f_m'}{F}(\varphi - \varphi_a)} \cdot \log\left(\frac{p_i'}{p_0} \cdot \frac{x + 0{,}15}{1{,}025}\right)$$

Das reduzierte Eröffnungsdiagramm (Fig. 30) liefert

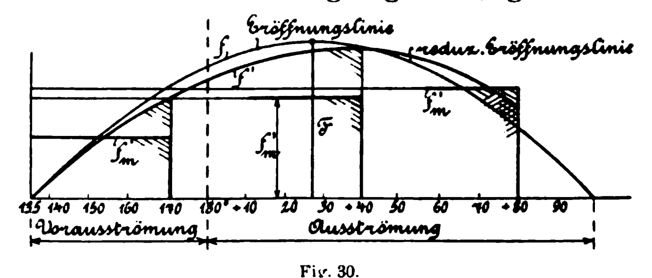


Fig. 30.

$$\text{für } +40^0 \quad \frac{f_m'}{F} = 0{,}644 \quad (x + s_0 = 0{,}90)$$

$$\text{für } +80^0 \quad = 0{,}704 \quad (x + s_0 = 0{,}539)$$

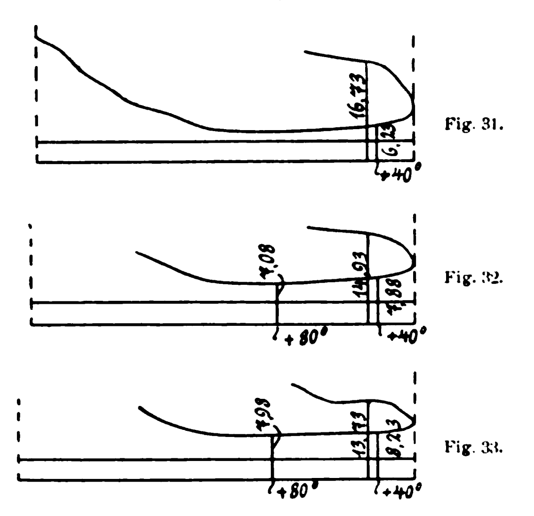
n = 300 Umdrehungen

Fig. 31. (a. a. O. Diagr. I, 5).

Mit $u = 19{,}71$ m/sek. und

$p_0 = 16{,}73$ mm, $p_i' = 6{,}23$ mm bei $+ 40^0$ wird

$k = 0{,}25$.



n = 450 Umdrehungen

Fig. 32. (a. a. O. Diagr. I, 8).

Mit $u = 28{,}6$ m/sek. und

$p_0 = 14{,}93$ mm, $p_i' = 7{,}88$ mm bei $+ 40^0$,

$p_i' = 7{,}08$ mm bei $+ 80^0$ wird

$k = 0{,}242$ bezw. $0{,}248$.

n = 600 Umdrehungen.

Fig. 33 (a. a. O. Diagr. I 11) ergibt mit $u = 39{,}42$ m/sek. und $p_0 = 13{,}73$ mm, $p_i' = 8{,}23$ bei $+ 40^0$, $p_i' = 7{,}98$ bei $+ 80^0$

$k = 0{,}257$ bezw. $0{,}258$.

Die Uebereinstimmung in den Werten von k ist also, trotz der Unterschiede in u von 19,7 und 39,4 m/sek., so gut, wie sie sich kaum erwarten liess.

Ein bestimmter Schluss von k auf μ ist hier nicht möglich, da der Speisewasserverbrauch nicht gemessen ist. Der Wassergehalt des Dampfes am Ende der Einströmung muss aber ein ganz ausserordentlicher gewesen sein, wie aus dem ungewöhnlichen Nachverdampfen (vergl. Dampfdiagramm Fig. 29) zu schliessen ist. Es ist nicht aus-

geschlossen, dass die spezifische Dampfmenge $x < 0{,}5$ war. (Mit $x = 0{,}45$ würde $\mu = \frac{0{,}25}{0{,}67} = 0{,}37$ werden.)

Maschine V. (Ventilmaschine mit Auspuff.)

Abmessungen: $D = 400$ mm Zylinderdurchm., $H = 840$ mm Hub, $n = 63$ Umdreh., Kolbenstange vorn 60 mm Durchm. Ventildurchm. 120 mm.

Die Verhältnisse der unrunden Scheibe sind nicht genauer bekannt, dürften jedoch von denjenigen unter III nicht erheblich abweichen. Der Beginn der Ausströmung wurde aus den Dampfdiagrammen zu 43° vor dem Totpunkt geschätzt.

Der Ventilquerschnitt ist rd. 78 qcm, somit, mit $c_m = 1{,}76$ m/sek.

$$u = \frac{1228{,}3 \cdot 1{,}76}{78} = 27{,}5 \text{ m/sek.}$$

Hier ist nun die Formel für *kleines Druckverhältnis* anzuwenden (Gleichung I). Aus dieser folgt:

$$k = \frac{\left(\sqrt{\frac{p_o}{p_a}-1} - \sqrt{\frac{p_i}{p_a}-1}\right) \cdot u \cdot (x_o + s_a)}{1{,}515 \cdot \frac{f_m}{F} \cdot (\varphi - \varphi_a)}.$$

Diese Gleichung berücksichtigt den Einfluss der Kolbenbewegung nicht. Er muss daher geschätzt werden, und da die untersuchten Stellen zwischen Vorausströmungsbeginn und Totpunkt liegen, so ist er nicht bedeutend.

Fig. 34 zeigt ein Falldiagramm, Fig. 34a das gewöhnliche Diagramm. Federmasstab 10 mm/kg. Fig. 34 ergibt

Fig. 34.

$$p_o = 19{,}2 \text{ mm}, \quad p_i' = 15{,}2 \text{ mm bei } 23{,}5^0,$$
$$p_i' = 12{,}45 \text{ mm bei } 8{,}4^0$$

vor dem Totpunkt, wenn man die absolute Nullinie 10,3 mm unter die atmosphärische Linie legt.

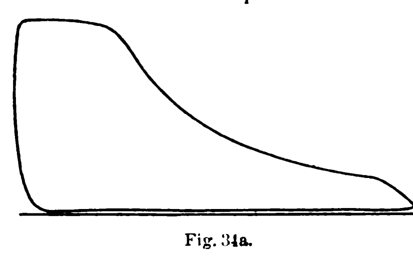


Fig. 34a.

Mit $p_a = 10{,}3$ mm wird daher

$$\frac{p_o}{p_a} = \frac{19{,}2}{10{,}3} = 1{,}862,$$

also etwas oberhalb der Grenze des Hoch- und Niederdruckgebiets. Mit

$$\sqrt{\frac{p_o}{p_a}} - 1 = 0{,}930$$

wird nun

$$k = 16{,}32 \cdot \frac{0{,}930 - \sqrt{\frac{p_i}{p_a}-1}}{\frac{f_m}{F} \cdot (\varphi - \varphi_a)}.$$

Den Druckabfall infolge der Kolbenbewegung berücksichtigen wir schätzungsweise (vergl. vorn) mit 0,13 bezw. 0,16 kg/qcm, also 1,3 bezw. 1,6 mm und erhalten also

$$p_i = p_i' + 1{,}3 \text{ bezw.} = p_i' + 1{,}6 \text{ mm},$$

also 16,5 bezw. 14,05 mm.

Mit $\frac{f_m}{F} = 0{,}31$ bezw. 0,45 aus dem Hubdiagramm (Fig. 26) folgt hiermit

$$k = 0{,}341 \text{ und } 0{,}346.$$

Die spezifische Dampfmenge lässt sich nach *Hrabák* auf $x = 0{,}76$ schätzen, womit sich ergibt

$$\mu = \frac{k}{\sqrt{x}} = \frac{0{,}344}{0{,}87} = 0{,}40.$$

Für die gleich gebaute, aber grössere Ventilmaschine (III) mit Kondensationsbetrieb war $\mu = 0{,}42$.

Trotz der Verschiedenheit der Verhältnisse in beiden Fällen, sowie der Gleichungen I) für das Niederdruckgebiet und V) für das Hochdruckgebiet herrscht demnach gute Uebereinstimmung. — Der Druckabfall im Niederdruckgebiet wird hiernach durch die Gleichung I) ebenso richtig dargestellt wie der im Hochdruckgebiet durch Gleichung V), wobei jedoch die Kolbenbewegung in Gleichung I) schätzungsweise zu berücksichtigen ist, während in Gleichung V) dieser Einfluss schon enthalten ist.

Fig. 35.
Fig. 35 gehört zu S. 165, linke Spalte.

Zusammenstellung der Ausflusskoeffizienten.

Wir erhielten

für Muschelschiebersteuerung:

bei Kondensation $\mu = 0{,}45$ (*Wolf*sche Verbundlokomobile).

für Ventilsteuerung:

bei Kondensation $\mu = 0{,}42$
bei Auspuff $\mu = 0{,}40$
(Liegende Ventilmaschinen der *Maschinenfabrik Augsburg*).

für *Corliss*steuerung:

bei Kondensation $\mu = 0{,}66$ (Liegende Maschine der *Maschinenbau - A. - G. vorm. Breitfeld, Daněk & Co.*, Prag-Carolinenthal; Patent *Dörfel*).

Diese Werte können unmittelbar nur auf ähnlich gebaute Maschinen übertragen werden, dürften aber in Anbetracht des Ursprungs der vier Maschinen in gewissem Sinne obere Grenzwerte vorstellen. Da nur bei der ersten und letzten Maschine die Feuchtigkeit des Zylinderdampfes bekannt war, so sind diese Werte die sichersten. Andererseits entstammen die Werte für Ventilsteuerung Originaldiagrammen und die Schätzung der Dampfnässe nach *Hrabák* dürfte hinreichend genau sein, um grössere Abweichungen auszuschliessen. Leicht können durch Versuche von anderer Seite, die allen hier zu stellenden Anforderungen genügten, noch genauere Aufschlüsse, als oben dem Verfasser möglich war, gegeben werden.

Auf Grund der im letzten Abschnitt durchgeführten Prüfung der theoretischen Ergebnisse durch Indikatordiagramme

kann wohl zum Schluss ausgesprochen werden, dass sich mit Hilfe richtiger Ausflusskoeffizienten der Verlauf der Ausströmlinie im Dampfdiagramm mit ähnlicher Genauigkeit wie derjenige der *Expansionslinie* für eine bestimmte Steuerung vorausberechnen lässt. Dies zu ermöglichen, war der Zweck dieser Arbeit.

Die Baukonstruktionen auf der Weltausstellung in St. Louis.

Von Bauingenieur **E. Probst.**

Ueber die Anlage und die Bedeutung der Weltausstellung in St. Louis wurde in Heft 26, 1904, berichtet, und soll es meine Aufgabe sein, über den Bau der Ausstellung, über das Material, das hierbei verwendet wurde, und über die Arbeitsverhältnisse einiges den Lesern der Zeitschrift mitzuteilen. Alle grossen Bauten, die dem allgemeinen Zweck gewidmet waren, sind vollständig in Holz gebaut bis auf das verhältnismässig kleine Kesselhaus. Von den ausländischen und den inländischen Repräsentationshäusern der verschiedenen Regierungen machte nur das Gebäude der Vereinigten Staaten eine Ausnahme, dessen Dachkonstruktion ein eiserner Dreigelenkbogen war, und zweifellos dem Besucher einen weit besseren Eindruck machte als die schwerfälligen — besser gesagt schwerfällig aussehenden — Holzkonstruktionen der anderen Gebäude. Es sei hier gleich erwähnt, dass es ein grosser Fehler war, den Gebäuden sowohl als auch der ganzen Ausstellung so unnatürlich grosse Ausdehnungen zu geben, weil es die allgemeine Uebersicht stört und den Besucher wegen der zu grossen Entfernungen ermüdet. Es war von vornherein die Absicht, durch grosse noch nicht dagewesene Ausdehnungen alle bisherigen Weltausstellungen zu übertreffen, nachdem sie aber fertig war, konnte man sehen, dass die Ausstellung an Qualität den bisherigen Ausstellungen durchaus nicht gleichkam, geschweige denn übertraf. Wer die reizende Weltausstellung im Jahre 1900 in Paris gesehen hat oder nur darüber gelesen hat, wer die Düsseldorfer Ausstellung kennt, wird zugeben, dass die Weltausstellung in St. Louis sowohl äusserlich als auch innerlich den gehegten Erwartungen durchaus nicht entsprochen hat. Was ist nun schuld an diesem Misserfolge? — In erster Linie sei erwähnt, dass die Ausstellung ganz unerwartet und man könnte sagen, beinahe ganz planlos gebaut wurde. Am 30. April, am Tage der Eröffnung, gab es kein einziges Gebäude, das vollständig fertig war. Die Zufahrten zur Ausstellung und die Verkehrswege innerhalb der Ausstellung waren in einem trostlosen Zustande, und kann sich der Europäer von diesen Zuständen durchaus keinen Begriff machen. Noch gegen Ende September fand man, dass in einzelnen Ausstellungsgebäuden an der Einrichtung der Ausstellung gearbeitet wurde. Ein anderer Grund für die zu späte Fertigstellung waren die äusserst trostlosen Arbeiterverhältnisse. Die Arbeiter waren sehr gut organisiert, was nur mit Freude zu begrüssen war, dagegen waren die Arbeitgeber durchaus nicht organisiert, und daher vollständig den Arbeitern ausgeliefert. Streiks waren auf der Tagesordnung. Die Preise für Material waren an und für sich hoch und man kann sich denken, dass es durch die gesteigerten Arbeitslöhne durchaus nicht leicht war, die Gebäude weder preiswert noch gut zu bauen. Die organisierten Arbeiter in Europa sind im Vergleiche mit der organisierten Arbeiterschaft in Amerika wie Lämmer. Waren die Arbeitslöhne an und für sich hoch, so wurden sie noch durch die Streiks und durch die Pression der in grossen Massen vorhandenen professionsmässigen Arbeiterführer von Tag zu Tag in die Höhe geschraubt. Einige Beispiele und der Vergleich mit der Bezahlung der bauführenden Techniker mögen zeigen, ob die Preise, die für Arbeit gezahlt wurden oder richtiger gesagt, erpresst wurden, berechtigt waren. Der gewöhnliche Tagelöhner erhielt mindestens 1.50 Dollar f. d. Tag; Maurer wurden bis zu 1 Dollar f. d. Stunde bei achtstündiger Arbeitszeit, jede Ueberstunde musste doppelt bezahlt werden. Da gerade die Maurerarbeit in die letzte Zeit vor der Eröffnung fiel, kann man sich denken, was diese Gruppe von Arbeitern, eine der bestorganisierten, verdient hat. Ziegelleger erhielten für achtstündige Arbeitszeit 6—8 Dollar f. d. Tag. Für Ueberzeit musste natürlich auch f. d. Stunde doppelt gezahlt werden. Dabei sei hervorgehoben, dass die Leistung dem Preise durchaus nicht angemessen war, der für dieselbe bezahlt wurde. Die Schreiner, von denen nur wenige ihr Handwerk verstanden, erhielten von 55 Ct. bis 90 Ct. f. d. Stunde. Ein Transport von Material auf den Ausstellungsplatz war nur durch Zahlung sehr hoher Preise zu bewerkstelligen. Was erhielten hingegen die akademisch gebildeten Ingenieure und die praktischen Bauleiter? 3 Dollar f. d. Tag war schon eine recht gute Bezahlung, und nur wenige von den ausländischen Bauleitern erhielten 5—10 Dollar f. d. Tag. Der Mann, der die Arbeit geistig leitete, der seine ganze Zeit der Arbeit widmete, und die Verantwortung hatte, erhielt im Durchschnitt kaum die Hälfte derjenigen Bezahlung, die ein Arbeiter erhielt. Dies ist nur im vergrösserten Masstab derselbe Zustand, der in den Vereinigten Staaten vorherrscht. Der geistige Arbeiter, der nicht zugleich Spekulant ist oder Unternehmer, wird nicht nach Gebühr bezahlt. Ich habe Maschineningenieure für 10, ja sogar 8 Dollar die Woche arbeiten gesehen; Bauingenieure für 60—65 Dollar im Monat, ich habe aber keinen Tagelöhner unter 10 Dollar die Woche, keinen geschulten Handwerker unter 15 Dollar die Woche gefunden. — Unter diesen Verhältnissen ist es wohl klar, dass der Bau der Ausstellung ganz unwirtschaftlich war, und dass die grossen Kosten (50 Millionen Dollar), die für den Bau der Ausstellung bestimmt waren, bei einer planmässigen und wirtschaftlichen Arbeit wohl um ein Beträchtliches hätten verringert werden können. Doch das gute Volk von St. Louis, die Vereinigten Staaten und die fremden Nationen werden es schon bezahlen. Die Leitung der Ausstellung war in den Händen einer politischen Clique, die ihr „business“ (und das ist ihnen schliesslich und endlich die Hauptsache), bei der, wie sie behaupten, der Erziehung und dem Fortschritt geweihten grössten Weltausstellung, die es je gegeben hat, gemacht hat. — Vom technischen Standpunkt wäre die Anlage als fehlerhaft zu bezeichnen, weil der hierzu gewählte Baugrund zu weit von der Stadt entfernt war, und weil man auf einem ganz unkultivierten Platz, der vor Errichtung der Ausstellung noch ein halber Urwald war, die Ausstellung hinsetzen musste, warum? das weiss die Leitung der Ausstellung, und wissen es alle, die einen Einblick in die Geschäfte des Ausstellungsdirektoriums bekommen haben. All die angeführten Missstände waren Hindernisse bei der Entwicklung der Weltausstellung und ist es nur amerikanischer Unternehmungslust und Arbeitstüchtigkeit zu danken, dass die Ausstellung wenigstens das geworden ist, als was sie sich hernach repräsentierte.

Diese einleitenden Bemerkungen waren dazu bestimmt, den Lesern einige Aufklärung über die herrschenden Zu-

stände zu geben, und soll im folgenden nur das rein Technische, der Bau und die Anlage der einzelnen Ausstellungsgebäude besprochen werden. Der Plan der Ausstellung zeigt, dass die Hauptgebäude um eine zentrale Achse gruppiert waren. In der Achse lag in dominierender Stellung die Festhalle mit den Kaskaden und der Staatsterrasse zu beiden Seiten der Festhalle. Rechts und links dieser Hauptanlage lagen in gleicher Höhe mit der Festhalle die Regierungsgebäude des Deutschen Reiches und Japans. Es soll, ohne in die Einzelheiten der Architektur einzugehen, erwähnt werden, dass sowohl die Festhalle als auch die grossen Gebäude dem Europäer ziemlich plump vorkamen wegen der allzu grossen Abmessungen wegen der schwerfälligen Gesimse und der Unzahl von korinthischen und jonischen Säulen, welche die Gebäude umgaben. Dagegen machte die gesamte Ausstellung einen feenhaften Eindruck auf den Beschauer, wenn nach einbrechender Dunkelheit die 250.000 Glühlampen angedreht wurden, welche die Gebäude umrahmten. Besonders die Festhalle, mit den Kaskaden und den daselbst ausgehenden Lagunen boten ein imponierendes Bild, und der prächtige Gesamteindruck war wohl hauptsächlich den märchenhaften Lichteffekten zuzuschreiben.

Ausser den vorerwähnten Ausnahmen waren alle Gebäude nach demselben Prinzip gebaut. Die Wände in Holz mit Stuck verkleidet, das Dach eine hölzerne Fachwerkskonstruktion, die von hölzernen Säulen getragen wurde. Ich glaube, dass diese Art von Bau für Ausstellungen, welche ja blos vorübergehend sind, sehr vorteilhaft sind, wenngleich ich gestehen muss, dass die Holzkonstruktionen, die ganz unverdeckt waren, beim Betreten der Gebäude nicht nur auf den Laien, sondern auch auf den Techniker einen sehr unsympatischen Eindruck machten. Bei der Weltausstellung in St. Louis war es nicht nur wirtschaftlich, sondern auch notwendig, die Gebäude in Holz zu bauen. Im Jahre 1902 wurde beschlossen, die Ausstellung 1903 zu eröffnen. Zu dieser Zeit waren die Stahlpreise sehr hoch, und ausserdem war für die Ausführung der Stahlkonstruktion die Zeit zu kurz. Nach Berechnungen, die der Chefingenieur, *Philipp Markman,* ein Absolvent der Stuttgarter technischen Hochschule, angestellt hatte, ergab sich, dass unter denselben Verhältnissen die Preise für Eisenkonstruktionen 60—120 v. H. höher gekommen wären, vorausgesetzt, dass man die für Holzkonstruktionen verhältnismässig grossen Spannweiten den Eisenkonstruktionen entsprechend geändert hätte.

Nachträglich wurde allerdings beschlossen, die Eröffnung der Ausstellung auf 1904 zu verlegen, aber man blieb bei dem ursprünglich gefassten Entschluss, nur Holz für den Bau der Ausstellung zu verwenden. Der Techniker wird leicht ausrechnen können, dass zu dem Bau dieser Ausstellung eine ganze Anzahl von Wäldern notwendig war, und ist dies eine Frage, mit der der Amerikaner in nächster Zeit sich wohl mehr zu befassen haben wird, ob es nicht doch ratsamer wäre, gegen die immer zunehmende Entforstung der Wälder einzuschreiten.

Fundamente.

Die Fundamente wurden auf verschiedene Art hergestellt, je nach der Tiefe des tragfähigen Bodens. Dabei wären folgende Gruppen zu unterscheiden:

1. Tragfähiger Boden bei einer Tiefe von etwa einem Meter unter der projektierten Strassengradiente; in diesem Falle wurde der hölzerne Fussboden auf Grundschwellen gelegt, welche selbst auf den geebneten tragfähigen Grund aufgelegt wurden.
2. Tragfähiger Grund auf einer Tiefe von etwa zwei Meter unter der Strassengradiente; in diesem Falle wurde der hölzerne Fussboden auf eine Erdfüllung gelegt.
3. Bei einer Tiefe von $\frac{1}{2}$—2 Meter unterhalb des Fussbodens wurde der Boden derart hergerichtet, dass die Pfeiler auf eigenen Fundamenten aufgebaut wurden (Fig. 1) und der Fussboden

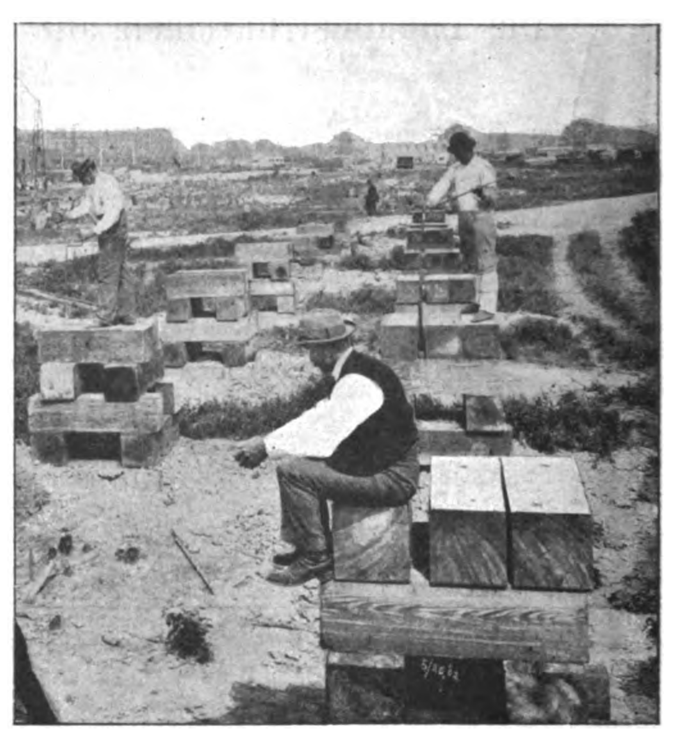


Fig. 1.

auf Längs- resp. Querschwellen aufgelegt wurde.
4. War der natürliche Grund bis zu vier Meter unterhalb des Fussbodens, so wurde ebenso wie bei weichem, nachgiebigem Grund der Fussboden auf Längs- bezw. Querschwellen aufgelegt, welche von Piloten getragen wurden (s. Fig. 2).

Manchmal wurde in diesem Falle auch vorher Erdreich aufgefüllt, in welches die Grundschwellen eingebettet wurden, die den Fussboden zu tragen hatten. Bei manchen Gebäuden wurde auch eine Vereinigung dieser verschiedenen Fundierungen angewendet, je nach der Bodenbeschaffenheit.

Waren die Fundamente aufgebaut, so ging man an die Errichtung der Säulen, welche selbstverständlich nach der Grösse der Spannweite des Daches, welches sie zu tragen hatten, bemessen waren. Die grössten Spannweiten der hölzernen Dachwerke sind im Agrikulturgebäude (106 Fuss etwa 34 Meter). Die anderen Spannweiten wechseln bis zu 85 Fuss (etwa 28 Meter). Fig. 3 zeigt, wie diese Säulen aussahen, und wie sie aufgebaut wurden. Die Berechnung wurde nach folgender Formel vorgenommen: für zentrische Belastung:

$$s_d = \frac{1400}{1 + \frac{L^2}{550\, D^2}} \text{ Pfund f. d. Quadratzoll}^{1)}$$

Diese Formel gilt für zentrische Belastung und gibt der Ausdruck $\frac{L}{D}$ das Verhältnis der Länge zur kürzeren Seite an. In allen Fällen, wo die Belastung exzentrisch war, oder wo die Säulen durch irgend einen anderen Einfluss, z. B. durch Kniestücke einer seitlichen Durchbiegung unterworfen waren, wurde kombinierte Druckbeanspruchung

[1]) 1 Pfd. f. d. Quadratzoll = 0,0703 kg/qcm.



Fig. 2.

Fig. 3.

f. d. Quadratzoll auf der Druckseite der beanspruchten Säule nach der eben erwähnten Formel berechnet. Die Bemessung der Säulen, welche mit Kniestücken versehen, aber seitlich nicht unterstützt waren, wurde nach dem grössten Moment bestimmt, d. i. an der Stelle, wo das Kniestück mit der Säule zusammentrifft. Zu diesem Wert kam noch der Wert, der sich aus der unmittelbaren Druckbeanspruchung ergab. Waren die Säulen auch seitlich unterstützt und zwar im Schnittpunkt des Kniestückes mit der Säule, so wurde die Bemessung aus dem halben grössten Moment (dieses war jetzt in der Mitte) und der direkten Druckbeanspruchung derart abgeleitet, dass die Druckspannungen, welche sich aus beiden ergaben, dem Wert gleichkamen, der aus der vorerwähnten Formel abgeleitet wurde. Folgende Werte wurden der Beanspruchung zugrunde gelegt:

Bei Gelbtanne für die Druckbeanspruchung $s_d = 800$ lbs. f. d. Quadiatzoll (56 kg/qcm) senkrecht zur Phaserichtung, $s_d = 1800$ lbs. f. d. Quadratzoll (126 kg/qcm) in der Richtung der Fasern; bei weisser Eiche für die Scherbeanspruchung $s_s = 150$ lbs. f. d. Zoll (10,5 kg/qcm) in der Richtung der Fasern und 400 lbs. f. d. Zoll (28 kg/qcm) „in einer seitlichen Richtung" zu den Fasern. Das Holz, das bei den Konstruktionen verwendet wurde, war meist Gelbtanne, während für die Verbindungsstücke Eichenholz verwendet wurde.

Die oben erwähnte Beanspruchung parallel zu den Fasern in einer seitlichen Richtung trat in folgenden Fällen zutage:

1. Bei den Verbindungsstücken der einzelnen Teile einer Säule. Da aber die einzelnen Bestandteile der Säule für sich auf Knickung beansprucht waren, so hatten die Verbindungsstücke den Zweck, sowohl die einzelnen Bestandteile der Säule am Ausbiegen zu hindern und gleichzeitig die Beanspruchung der Länge nach zu übertragen.

2. Bei der Verbindung der gewöhnlich aus zwei Teilen bestehenden Untergurte, die bekanntlich auf Zug beansprucht sind; hierbei wurde jeder Teil des Zuggurtes derart bemessen, dass er imstande war, $^3/_4$ der Spannung des Untergurtes aufzunehmen.

3. Bei der Verbindung zwischen einer Säule und den Fachwerken, bei welcher die fragliche Beanspruchung dadurch entstand, dass die Verbindungsleiste die an dieser Stelle wirkende Last aufzunehmen hatte.

Die Dübel, die zur Verbindung dienten, waren rund und hatten einen Durchmesser von zwei Zoll (5 cm), sie wurden in die vorher gebohrten Löcher eingetrieben, nachdem die zu verbindenden Teile vorerst zusammengestellt wurden.

Nach Eintreiben der Dübel wurden die Schraubenmuttern an den Verbindungsbolzen fest angezogen, und auf diese Weise eine solide Verbindung hergestellt. Die Bohrung der Löcher geschah mittels Bohrer durch komprimierte Luft.

Nach Ansicht des Chefingenieurs wäre ein quadratischer Dübel theoretisch richtiger gewesen, weil beim Zusammenschrumpfen des Holzes der Raum besser ausgefüllt worden wäre als bei runden Dübeln, und die Scherkräfte nur senkrecht zu den jeweiligen Dübelflächen aufgetreten wären. Mit Rücksicht darauf aber, dass die Konstruktionen nur temporär sind, und die runden Löcher viel rascher herzustellen sind als die quadratischen, blieb man bei den rascher und leichter herzustellenden Verbindungen mit runden Dübeln. Die Verbindungsbolzen wurden derart berechnet, dass die gesamte Zugbeanspruchung den Scherkräften das Gleichgewicht hielt.

(Fortsetzung folgt.)

Der elektrische Kohlelichtbogen im Vakuum.

Ein Beitrag zur Kenntnis des Lichtbogens.

Von Dr. **A. Hoerburger**, Ingenieur, Berlin.

(Fortsetzung von S. 185 d. Bd.)

J. Stark[21]) behandelt den Lichtbogen von einem ganz neuen Standpunkt aus, indem er von der Ansicht ausgeht, dass auch im Lichtbogen wie bei den Gasentladungen die positiven und negativen Jonen die Träger des elektrischen Stromes sind. In früheren Abhandlungen[22]) legte er dar, dass man den Lichtbogen als eine selbständige Strömung aufzufassen habe, dass er darum eine Minimalspannung besitze und dass diese das Minimum von Arbeit bezogen auf die Ladungseinheit darstelle, das von der elektrischen Strömung geleistet werden müsse, um zwischen den Elektroden Ionisation herzustellen.

An dem Lichtbogen in freier Luft fallen dem Auge zwei Teile durch ihre verschiedene Farbe auf, ein bläulich leuchtender von der Anode zur Kathode sich erstreckender Kern und eine diesen umgebende gelbrot leuchtende Hülle oder Aureole. Die eigentliche Strombahn des Lichtbogens oder kurz der Lichtbogen selbst ist der hochtemperierte Kern, durch ihn laufen fast sämtliche Stromlinien; die rötliche Hülle ist nur eine sekundäre Begleiterscheinung. Wenn man den Kern des Lichtbogens oder kurz den Lichtbogen genauer betrachtet, besonders wenn man seine Elektroden voneinander beträchtlich entfernt oder ihn bei niedrigem Gasdruck herstellt, so kann man an ihm folgende Teile unterscheiden: Auf einer weissglühenden kleinen Stelle der Kathodenoberfläche sitzt ein nach oben sich erweiternder, intensiv leuchtender Lichtbüschel; auf diesen folgt eine kurze, weniger stark leuchtende Partie, der dunkle Zwischenraum; von diesem erstreckt sich bis unmittelbar vor die Anode die positive Lichtsäule. Die Anode ist mit einer dünnen leuchtenden Schicht bedeckt.

Auch die elektrische Untersuchung ergibt die vorstehenden vier Teile des Lichtbogens. Zwischen der Kathode und einem Punkte des kathodischen Lichtbüschels ist ein beträchtlicher Spannungsabfall vorhanden, der Kathodenfall im Betrage von 5—15 Volt. Aehnlich liegt an der Anode zwischen ihr und dem Ende der leuchtenden Anodenschicht ein Spannungsabfall im Betrage von 10—20 Volt. Ist die positive Lichtsäule ungeschichtet, so ist das Spannungsgefälle in ihr räumlich konstant und etwas grösser als im dunklen Zwischenraum. Der Anoden- und Kathodenfall ändern sich nur wenig mit der Stromstärke und dem Gasdruck, das Spannungsgefälle in der positiven Lichtsäule nimmt zu mit steigendem Gasdruck und abnehmender Stromstärke.

Ein Vergleich der Bestandteile des Glimmstromes und des Lichtbogens ergibt, dass beiden die leuchtende Anodenschicht, die positive Lichtsäule und der dunkle Zwischenraum eigen sind; sie unterscheiden sich lediglich durch ihre kathodischen Bestandteile; das kathodische Lichtbüschel des Lichtbogens ist beim Glimmstrom durch das sogenannte negative Glimmlicht ersetzt, das aus erster Kathodenschicht, dunklem Kathodenraum und negativer Glimmschicht besteht. Der Kathodenfall des Glimmstromes (Spannungsdifferenz zwischen Kathode und nega-

[21]) Zur Kenntnis des Lichtbogens. Annalen der Physik und Chemie, IV, 12, 1903, S. 673.

[22]) Annalen der Physik und Chemie, IV, 4, 1901, S. 407 und 7, 1902, S. 438.

tiver Glimmschicht) kann nie unter seinen normalen Wert im Betrage von mehreren Hundert Volt sinken. Er ist also immer beträchtlich grösser als der Kathodenfall des Lichtbogens.

Ausser in der Lichterscheinung und im Spannungsabfall unterscheidet sich der kathodische Teil des Lichtbogens auch in der Stromdichte und in der Temperatur von demjenigen des Glimmstromes; so lange der Kathodenfall normal ist, nimmt auch bei letzterem ebenso wie beim Lichtbogen die kathodische Basis der elektrischen Strömung zu mit wachsender Stromstärke. Die normale Stromdichte des Glimmstromes ist indessen angenähert proportional dem Gasdruck und umgekehrt proportional der absoluten Temperatur, diejenige des Lichtbogens ändert sich dagegen nur wenig mit dem Gasdruck und wächst mit steigender Temperatur. Dazu ist bei gleichem Gasdruck die Stromdichte des Lichtbogens 100—1000 mal grösser als diejenige des Glimmstromes. Bei gleicher Stromstärke ist daher die kathodische Basis des Glimmstromes viele Male grösser als diejenige des Lichtbogens. Entsprechend der grossen Stromdichte ist auch die Temperatur in der kathodischen Basis des Lichtbogens höher als beim Glimmstrom, ja die Temperatur in der kathodischen Strombasis kann nie unter eine bestimmte sehr hohe Temperatur von etwa 3000 ^{0} sinken, ohne dass der Lichtbogen erlischt. Umgekehrt kann die Temperatur in der kathodischen Basis des Glimmstromes nicht über diesem Werte liegen, wohl aber jeden beliebig kleinen besitzen.

Der Glimmstrom begnügt sieh mit dem Dampf oder dem Gas, das er bei seiner Entstehung zwischen seinen Elektroden vorfindet; dieses ionisiert und durchströmt er dann. In einigen Fällen macht er aus seiner Kathode okkludiertes Gas frei oder veranlasst diese zu einer mässigen Verdampfung, indes ist dies eine sekundäre störende Erscheinung. Anders ist es beim Lichtbogen. In seiner kathodischen Strombasis ist notwendigerweise immer eine sehr hohe Temperatur vorhanden; infolgedessen findet an ihr ohne Ausnahme eine Verdampfung des Kathodenmetalles statt. Der Dampfstrahl, der aus der weissglühenden kathodischen Strombasis des Lichtbogens hervorbricht und nach der Theorie immer vorhanden sein muss, lässt sich in den meisten Fällen direkt beobachten; er fällt nämlich räumlich zusammen mit dem kathodischen Lichtbüschel.

Dass auch die Anode des Lichtbogens Dampf aussende, ist nicht notwendig; sie kann künstlich auf niedriger Temperatur gehalten werden oder infolge ihrer Grösse von selbst auf mässiger Temperatur bleiben. Die Kathode muss dagegen unter allen Umständen in der Strombasis von der weissglühenden Stelle Dampf aussenden. Obwohl die Dampfentwicklung aus der Anode nicht notwendig für die Existenz des Lichtbogens ist, so findet sie doch in Wirklichkeit in den meisten Fällen statt. Der Anodenfall des Lichtbogens ist nämlich in der Regel nicht kleiner, sondern zumeist grösser als der Kathodenfall. Das gleiche gilt darum auch von der elektrischen Arbeit und der von ihr erzeugten Wärmemenge an den Elektroden.

Der von den Elektroden nach dem Innern der Strombahn beständig zuströmende Dampf erleidet dort keine Anhäufung; gleichzeitig wird nämlich immer Dampf an der äusseren kälteren Grenzhülle kondensiert oder durch Sauerstoff oxydiert. In der Versorgung der Strombahn mit Dampf konkurrieren also Anode und Kathode miteinander. Sind sie geometrisch und chemisch kongruent, so bleibt in dieser Konkurrenz zumeist die Anode Siegerin. In den meisten Fällen ist nämlich der Anodenfall grösser als der Kathodenfall. In diesem Falle erhält die ganze positive Lichtsäule den Dampf von der Anode her geliefert; die Kathode verdampft wohl auch, indes kommt der im kathodischen Lichtbüschel hervorströmende Dampf schon in unmittelbarer Nähe der Kathode wieder zur Kondensation, ja an der Kathode mag selbst von der Anode herbeiströmender Dampf sich kondensieren, so dass eine Destillation von der Anode nach der Kathode erfolgt. Dies ist beispielsweise auch beim Kohlelichtbogen der Fall.

Wird der Lichtbogen in einem Raume erzeugt, in dem ein Dampf oder Gas vorhanden ist, das von dem Elektrodenmetall chemisch verschieden ist, so schlägt der Lichtbogen mittels der Dampfentwicklung aus seinen Elektroden eine Brücke aus Dampf und leitet dann seine Stromlinien durch diesen Dampfkanal. Die Gegenwart des metalloidalen Gases bestimmt den Dampfdruck und damit das Spannungsgefälle in der Strombahn, auch findet bis zu einem gewissen Grade eine Mischung in der Strombahn statt, die das Spannungsgefälle in der positiven Lichtsäule beeinflusst, d. h. vergrössert.

Aus der Arbeit von *J. Stark* habe ich deshalb so ausführlich zitiert, weil sich aus den angezogenen Stellen ergibt, dass ich es bei meiner Untersuchung tatsächlich mit Lichtbogenerscheinungen und nicht etwa mit Glimmstrom oder irgend einer Uebergangserscheinung zu tun hatte, so dass sich im gegebenen Falle ein ausführlicher Beweis erübrigt und ein Hinweis auf die hier angeführten Stellen genügt. Während es nach den früher erwähnten Ansichten von *Stenger* und *Lehmann* zum mindesten zweifelhaft wäre, ob einzelne Erscheinungen nicht etwa in das Gebiet des Glimmstromes hinüberspielen, muss nach dieser neuesten Veröffentlichung über den Lichtbogen von *J. Stark* die Frage zugunsten des Lichtbogens entschieden werden.

Ganz neuerdings hat *A. Wehnelt* [23]) in seiner Arbeit: „Ueber den Austritt negativer Jonen aus glühenden Metallverbindungen und damit zusammenhängende Erscheinungen" die gleichen Beobachtungen gemacht wie *W. Hittorf* (vergl. S. 184). Er bedeckte Platinbleche mft einer Metallverbindung und benützte sie in einer Vakuumröhre als Kathode. Wurden die Platinbleche durch einen elektrischen Hilfsstrom bis zur Weissglut erhitzt, so erniedrigte sich der Kathodenfall besonders bei *Ca-*, *Ba-*, *Sr-*Verbindungen bis auf einige 20 Volt, so dass es möglich war, mit der gebräuchlichen Niederspannung von 110 Volt Ströme bis zu mehreren Ampere durch die Vakuumröhre zu senden.

Obwohl durch diese Untersuchung, die durch die gleiche Beobachtung von *W. Hittorf* bei Kohle als Elektrodenmaterial gestützt wird, die Behauptung von *J. Stark* (vergl. S. 202), dass der Kathodenfall des Glimmstromes nie unter seinen normalen Wert von mehreren 100 Volt sinken kann, widerlegt scheint, dürfte doch aus anderen Gründen feststehen, dass es sich bei den später angeführten Untersuchungen dieser Arbeit nicht um einen Glimmstrom, sondern um einen wirklichen Lichtbogen handelt. Bei beiden Forschern, *W. Hittorf* sowohl wie *A. Wehnelt*, musste die negative Elektrode durch einen Hilfsstrom oder Lichtbogen bis zur Weissglut erhitzt werden, um den Glimmstrom bei der niedrigen Spannung zu ermöglichen. Dieser selbst ist also nicht imstande, die hohe Temperatur, die zur Aussendung der Jonen in der grossen Menge bei kleiner Basis nötig ist, zu erzeugen. Das auf allen folgenden Abbildungen und bei allen Beobachtungen dieser Arbeit vorhandene kleine Dampfbüschel an der Kathode beweist das Vorhandensein des Lichtbogens.

(Fortsetzung folgt).

[23]) Annalen der Physik und Chemie, 4. Folge, 14. Bd., 1904, S. 425.

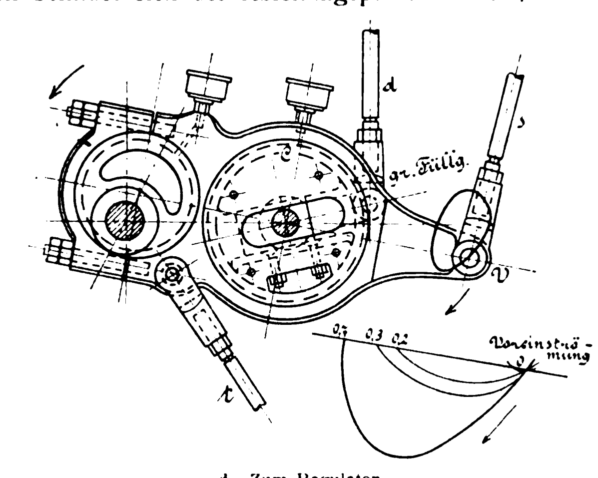
Die Steuerungen der Ventildampfmaschinen.

Von Prof. **Straube** in Karlsruhe.

(Fortsetzung von S. 182 d. Bd.)

Lenkersteuerungeu.

Dieselben kommen hinsichlich ihrer Einfachheit denen mit veränderlicher Ableitungsrichtung gleich und sind gekennzeichnet dadurch, dass als Ableitungspunkt für die Ventilstange ein beliebiger, nicht mit dem Führungspunkt zusammenfallender Punkt der Exzenterstange dient, und dass die Bahn des Führungspunktes in ihrer Neigung zur mittleren Exzenterstangenrichtung verstellt wird. Dass diese Einrichtung eine in einfachster Weise seitlich von der Exzenterstange abgelenkte zweite veränderliche Exzenterbewegung darstellt, ist einleuchtend. Demnach sind die Lenkersteuerungen den Steuerungen der vorigen Gruppe sehr nahe verwandt. Man unterscheidet Lenkersteuerungen mit *gleichgerichteter* und solche mit *ungleichgerichteter Kraftwirkung in Exzenter- und Ventilstange*. Es hat dies einen wesentlichen Einfluss auf die zweckmässig zu wählende Exzenterstellung bezw. auf die Lage des Punktes, um welchen die Bahn des Führungspunktes der Exzenterstange beim Verstellen von deren Neigung gedreht wird. Dass dies nicht der Mittelpunkt sein darf, geht schon aus Fig. 16 hervor, denn dies würde bedeuten, dass das veränderliche Exzenter sich bei Voreintritt in der Mittellage befindet und dies ist, wie wir dort gesehen haben, für den Ueberhub unvorteilhaft. Fig. 17 stellt das Steuerschema einer Steuerung der ersteren Art dar, und zwar zunächst für den Fall, dass beide Stangen bei der Ventileröffnung auf Zug beansprucht sind. Vorausgesetzt ist, dass der Führungspunkt in der Mitte der Exzenterstange liegt und dass deren Länge so gross ist, dass sie gegenüber r als unendlich lang angesehen werden kann. Diese Voraussetzungen treffen bei den Steuerungen dieser Gruppe meist mit genügender Annäherung zu. Die Bahn des Führungspunktes ist ferner um einen *auf ihr* liegenden Punkt C drehbar angenommen. Das Steuerschema besteht dann ähnlich wie bei Fig. 16, aus einer Kurvenschar von Ellipsen, welche zwischen zwei im Abstand von $2r$ befindlichen gemeinsamen Tangenten liegen und sich in zwei gemeinsamen Punkten schneiden. In dem einen davon befindet sich der Ableitungspunkt V stets, wenn das



d. Zum Regulator.
s. Zum Einlassventil.
t. Zum Auslassventil.
Fig. 18. Steuerung von Radovanovisc.

Exzenter im Voreintrittspunkte steht und der Führungspunkt der Exzenterstange sich in C befindet. Der Voreintritt ist also in diesem Falle unveränderlich. Deutlich ist aus dem Schema der Zusammenhang der Ellipsenschar mit der auf der Ableitungsrichtung senkrecht stehenden Scheitellinie $B_{max.}$ — B_0 der Fig. 8 zu erkennen. Mit Hilfe derselben ergeben sich die zugeordneten Durchmesser der Ellipsen, in welchen der Punkt V bei wechselnder Füllung sich bewegt, und lassen sich somit die Ellipsen selber verzeichnen.

Aus den zugeordneten Durchmessern der Ellipsen folgt dann auch die erforderliche Verstellung der Neigung der Führungsbahn. Man sieht, dass aus der Ellipsenschar die Verhältnisse der Steuerung sämtlich hervorgehen und es ist daher gänzlich unnötig, die Exzenterstange mit Führungsbahn und wirklichem Exzenterkreis noch hinzuzuzeichnen. Es ist das in Fig. 17 nur der besseren An-

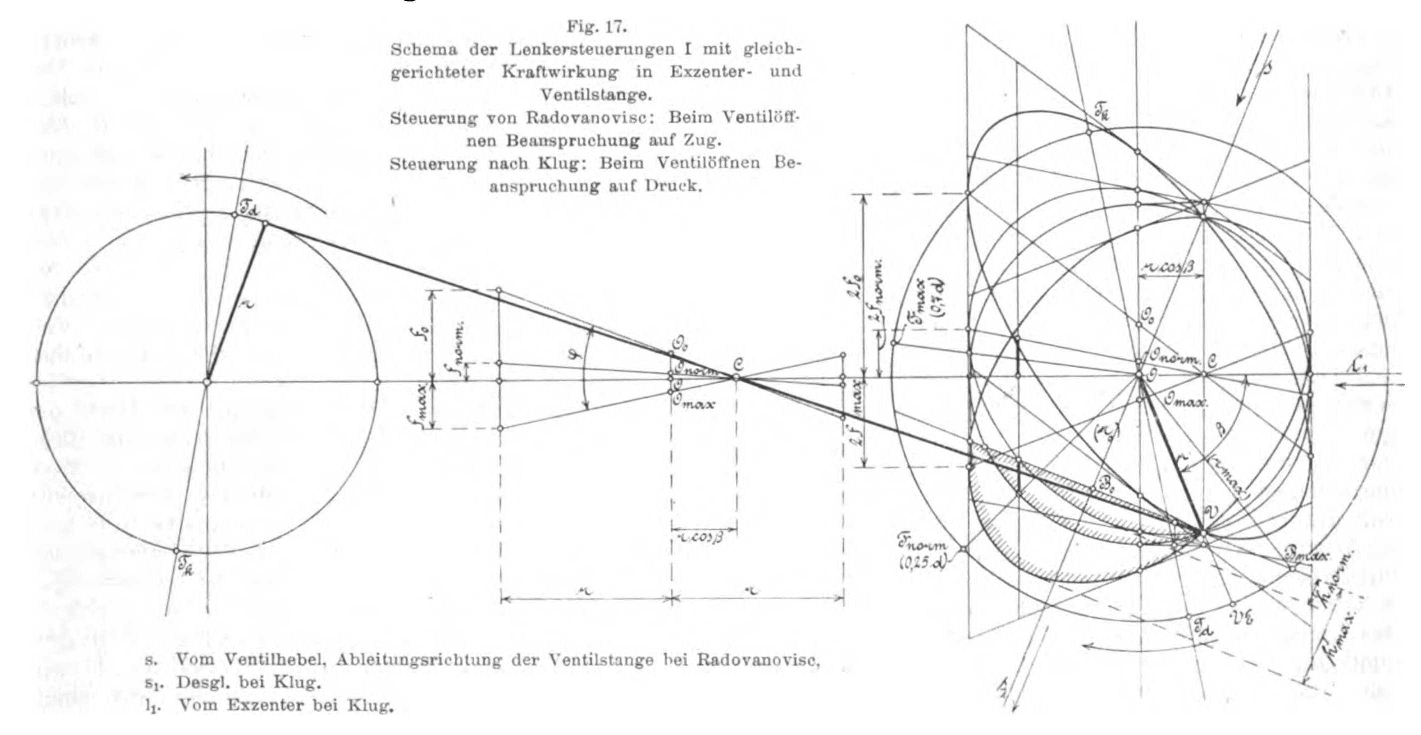


Fig. 17.
Schema der Lenkersteuerungen I mit gleichgerichteter Kraftwirkung in Exzenter- und Ventilstange.
Steuerung von Radovanovisc: Beim Ventilöffnen Beanspruchung auf Zug.
Steuerung nach Klug: Beim Ventilöffnen Beanspruchung auf Druck.

s. Vom Ventilhebel, Ableitungsrichtung der Ventilstange bei Radovanovisc,
s_1. Desgl. bei Klug.
l_1. Vom Exzenter bei Klug.

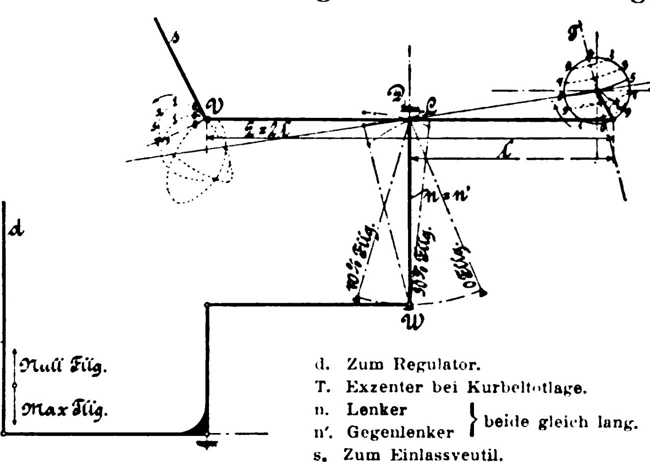
schauung halber geschehen. Eine Steuerung dieser Art ist die bekannte *Radovanovisc*steuerung (Fig. 18.)[4]) Die Uebereinstimmung der hier punktweise konstruierten Bahnen des Punktes V mit dem allgemeinen Steuerschema (Fig.

d. Zum Regulator.
n. Lenker } gleich lang,
n'. Gegenlenker }
s. Zum Einlassventil.
t. Zum Auslassventil.
u. Lagerbock der Steuerwelle.
l. Exzenterstange.

Fig. 19. Lenkersteuerung nach Klug.

17) ist augenfällig. Die zur Ventilerhebung nutzbaren Hübe der Ventilstange ergeben ein $h_{\text{norm.}}$ etwa $= {}^1/_{12}$ des Exzenterhubes und einen Ueberhub $\frac{h_{\text{max.}}}{h_{\text{norm.}}}$ etwa $= 3.7$, also etwas ungünstiger als bei den Steuerungen mit veränderlicher Ableitungsrichtung aber immerhin nicht so ungünstig, um, wie bei den Steuerungen mit direkt verstellbarem Exzenter, die Anwendung von Wälzhebeln untunlich erscheinen zu lassen. Letztere finden daher auch bei den Lenkersteuerungen ausnahmslos Anwendung.

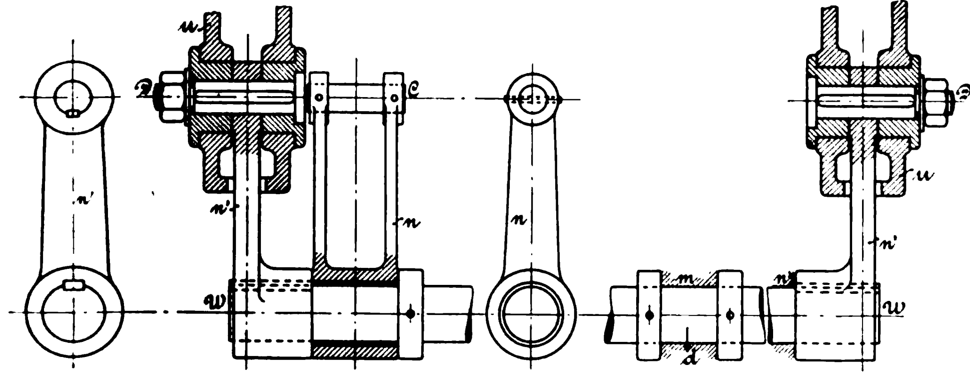
Stellt man die Fig. 17 auf den Kopf und legt die Exzenterstange auf die andere Seite, so dass sie sich wieder links von der Ellipsenschar befindet, so hat man das Steuerschema einer Lenkersteuerung, bei welcher Exzenterstange



d. Zum Regulator.
T. Exzenter bei Kurbeltotlage.
n. Lenker } beide gleich lang.
n'. Gegenlenker }
s. Zum Einlassventil.

Fig. 21. Schema zu einer Lenkersteuerung nach Klug.

und Ventilstange beide auf Druck beansprucht sind. Dieser Art ist die früher von der *Aschersleben Maschinenfabrik* ausgeführte und durch Fig. 19 und 20 dargestellte Steuerung. Die Bahn des Führungspunktes der Exzenterstange ist hier, statt wie bisher, eine Gerade, ein flacher Kreisbogen, dessen Mittelpunkt seinerseits auf einem Bogen von gleichem Radius verlegt wird, so dass auch hier die Drehung der Führungsbahn um einen *auf ihr* liegenden Punkt C geschieht, in welchem sich der Führungspunkt der Exzenterstange stets bei Voreintritt befindet. Die Bahnen des Punktes V schneiden sich daher wieder bei Voreintritt alle im selben Punkte und letzterer ist demnach unveränderlich. Das Triebwerk dieser Steuerung, namentlich die gekrümmte Führungsbahn ist der von den Schiffsmaschinen her bekannten *Klug*schen Umsteuerung entlehnt. Dieselbe hat vor der geraden Führungsbahn bei Fig. 18 den Vorzug, dass sich die Ventilerhebungsverhältnisse dabei etwas günstiger gestalten lassen, und es ist aus Fig. 17 zu ersehen, dass man zu dem Zwecke die hohle Seite der Krümmung der Führungsbahn in der dem Punkte $O_{\text{max.}}$ entsprechenden Lage dem Punkte O_0 zukehren muss. Fig. 21 zeigt das punktweise konstruierte Steuerschema einer solchen Steuerung nach *Klug*, welches recht günstige Ventilerhebungsverhältnisse aufweist. Jedoch ist die Durchbildung des Triebwerkes hier eine ziemlich umständliche, wie Fig. 20 erkennen lässt, da das durch die gleiche Länge des Lenkers n und des Gegenlenkers n' bedingte Zusammenfallen der Drehpunkte C und D Schwierigkeiten bietet und nicht gestattet, das Triebwerk so anzuordnen, dass alle Kräfte in ein und derselben Ebene wirken. Indem nun bei der neuerdings von

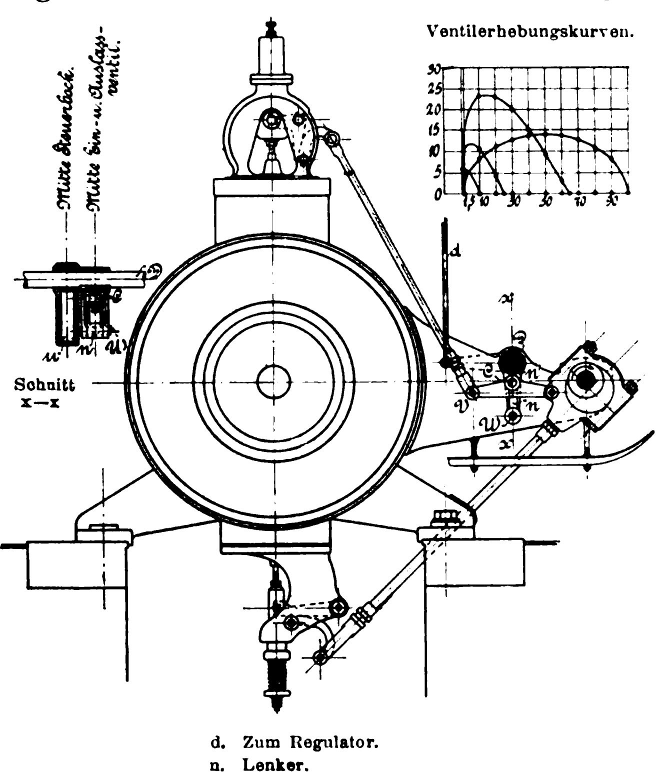


d. Zum Regulator.
n. Lenker.
n'. Gegenlenker.
C. Führungspunkt der Exzenterstange.
u, u. Lagerböcke der Steuerwelle.
m. Mitte zwischen den Lagerböcken der Steuerwelle.

Fig. 20. Steuerteile zu einer Lenkersteuerung nach Klug

[4]) Diese Figur ist entnommen aus: *Pechan*, „Maschinenbau" 1895, Bd. II, Tafel LXVII.

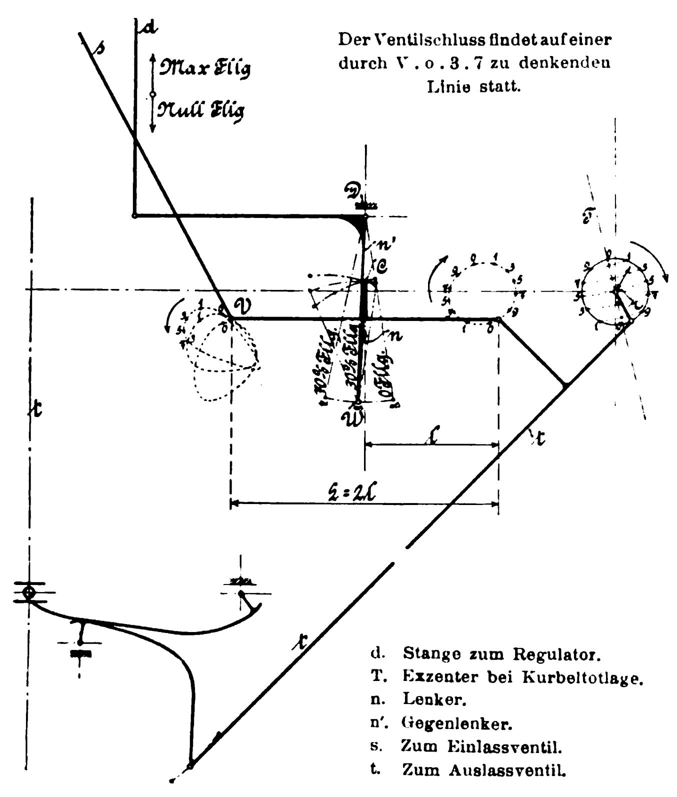
der *Ascherslebener Maschinenfabrik* ausgeführten *König*steuerung (Fig. 22) n und n' ungleich lang gemacht werden, so dass C mit D nicht mehr zusammenfällt, ermöglicht dies eine ausserordentliche Vereinfachung des



d. Zum Regulator.
n. Lenker.
n'. Gegenlenker.
u. Lagerbock der Steuerwelle.
Fig. 22. Königsteuerung.

Triebwerkes und infolge der nunmehr symmetrischen Anordnung desselben ist die erwünschte Lage der Triebwerkskräfte in ein und derselben Ebene jetzt erreicht.

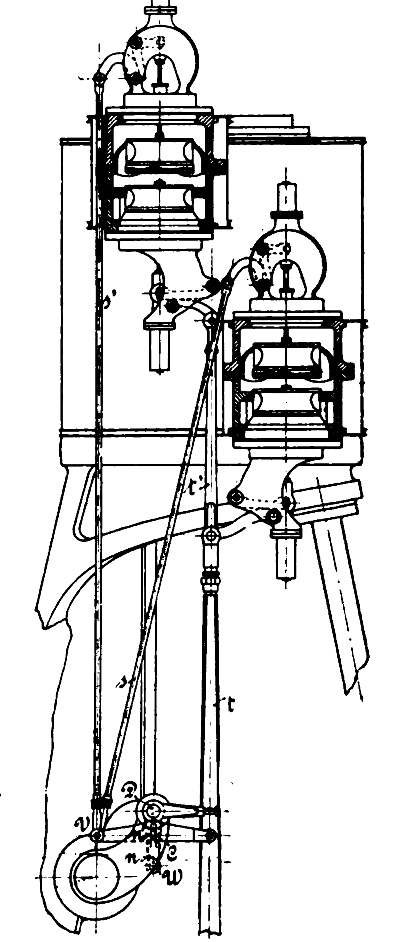
Ausserdem betreibt die *Königsteuerung* in gleicher Weise, wie es bei einigen der Steuerungen mit veränderlicher Ableitungsrichtung, insbesondere bei der *Widnmann*-



d. Stange zum Regulator.
T. Exzenter bei Kurbeltotlage.
n. Lenker.
n'. Gegenlenker.
s. Zum Einlassventil.
t. Zum Auslassventil.

Fig. 23. Schema zur Königsteuerung. (Stellung bei Voreinströmung.)

steuerung (Fig. 9) geschah, durch die Exzenterstange nicht das Einlass-, sondern das Auslassventil und lenkt die Steuerung des ersteren mittels einer besonderen Ableitungsstange an den Bügel der Exzenterstange an. Ueberhaupt besteht zwischen Fig. 9 und Fig. 22 eine gewisse Aehnlichkeit. Die Triebwerke beider Steuerungen sind genau aus den gleichen Teilen zusammengesetzt, nur in anderer Anordnung, wie es die Grundverschiedenheit ihrer Arbeitsweise bedingt. Beide zeichnen sich durch besonders grosse Einfachheit aus, jedoch hat die *König*steuerung den besonderen grossen Vorzug ganz ausserordentlich günstiger Ventilerhebungsverhältnisse, da bei ihr, wie das Schema (Fig. 23) zeigt, der Ueberhub $\frac{h_{max.}}{h_{norm.}}$ auf etwa = 2 herabsinkt, also fast so günstig wie bei den auslösenden Steuerungen wird. Die *König*steuerung hat daher in letzter Zeit bereits auch bei sehr grossen Dampfmaschinen Anwendung gefunden, so z. B. bei zwei Maschinen von 1700 $PS_{e\ max.}$, welche die *Ascherslebener Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft* für die Zeche Zollern II in Merklinde bei Dortmund erbaut hat.



n. Lenker.
n'. Gegenlenker.
s s'. Zu den Einlassventilen.
t t'. Zu den Auslassventilen, zugleich Exzenterstangen.
Fig. 24. Königsteuerung bei stehender Maschine.

Diese günstigen Ventilerhebungsverhältnisse ergeben sich als Folge mehrerer zusammenwirkender Umstände, zunächst der Krümmung der Führungsbahn und der Anlenkung an den Exzenterbügel. Auch die ungleiche Länge des Lenkers n und des Gegenlenkers n' wirkt in dieser Richtung günstig. Doch dreht sich nun infolge dieser Ungleichheit der Lenker bei der Füllungsänderung die Bahn des Führungspunktes nicht mehr um einen *auf* ihr, sondern um einen *ausser* ihr liegenden Punkt. Demzufolge schneiden sich die Bahnen des Punktes V (s. Fig. 23) nun auch nicht genau in ein und demselben Punkte, und der Voreintritt ist etwas veränderlich, ähnlich wie es bei der *Hunger*steuerung (siehe Fig. 8 und 11 bis 14) und bei der älteren *Collmann*steuerung der Fall war, ohne dass sich jedoch daraus Anstände ergeben, da die Anordnung des Triebwerkes eine derartige ist, dass die aus der Ungleichheit des Voreintritts sich ergebenden Kräfte ohne wesentliche Rückwirkung auf den Regulator bleiben. Zudem ist auch sonst durch reibungslose Stopfbüchsen mit Labyrinthdichtung (Fig. 1), Ausschluss der Wirkung der Exzenterreibung infolge Anlenkung der Einlassteuerung an das Auslassexzenter, sowie durch die geringen Massen des Triebwerks bei der *König*steuerung alles getan, um die Rückwirkungen auf den Regulator auf ein Mindestmass zu bringen.

Neuerdings ist die *König*steuerung auch mit Erfolg bei stehenden Maschinen angewandt worden, und zwar *unter Vermeidung einer besonderen Steuerwelle mit unmittelbarem Antrieb von der Kurbelwelle aus* (Fig. 24). Da die Ventilstangen bei der Ventileröffnung auf Druck beansprucht sind, müssen diese indes wegen ihrer grossen Länge bei grösseren Maschinen geführte Zwischengelenke erhalten.

Anmerkung: Die Maschinen sind liegende Dreifachexpansionsdampfmaschinen mit geteiltem Niederdruckzylinder. Der eine Niederdruckzylinder betreibt mit dem Hochdruckzylinder gemeinsam die eine, der andere mit dem Mitteldruckzylinder zusammen die zweite Kurbel. Die Abmessungen sind folgende: *HD* Zyl. 630, *MD* Zyl. 1000, *ND* Zyl. 2 × 1100 mm Durchmesser, Kolbenhub 1200 mm, minutliche Umdrehung 90, Dampfdruck 12,5 Atm., Leistung norm. 1275, max. 1700 PS_e. Die Maschinen arbeiten gewöhnlich mit einem Oberflächenkondensator, aushilfsweise ist aber auch Einspritzkondensation vorgesehen. Auf der Schwungradwelle sitzt ein Gleichstromgenerator mit 16 Polen, welcher normal 1100 KW, maximal 1450 KW bei 525 Volt Spannung leistet. Bei konstanter Tourenzahl und Entlastung von Normal auf Null steigt die Spannung um 15 v. H., also auf 604 Volt. Dabei findet eine Bürstenverstellung nicht statt. Ausser obiger Gleichstromleistung können die Generatoren noch 165 KW Drehstrom abgeben, der drei auf der Welle befindlichen Schleifringen entnommen wird. Das Gewicht des Ankers beträgt 25 000 kg, sein Schwungmoment 120 000 kg/qm. Die Generatoren sind erbaut von der *Union Elektrizitäts-Gesellschaft* in Berlin.

(Schluss folgt.)

Kleinere Mitteilungen.

Eine federnde Radnabe.[1]

Für Motorwagen und andere Fahrzeuge wird von einer englischen Gesellschaft, dem *Glyda Resilient Hub Syndicate*, eine federnde Radnabe in den Handel gebracht, deren Konstruktion in Fig. 1 und 2 wiedergegeben ist. Felgen und Speichen des Rades sind in ganz normaler Weise ausgebildet. Auf den letzteren wird der Ring *A* an zwölf Augen durch Schraubenbolzen befestigt. Dieser Ring *A* liegt nun in einem zweiten, der

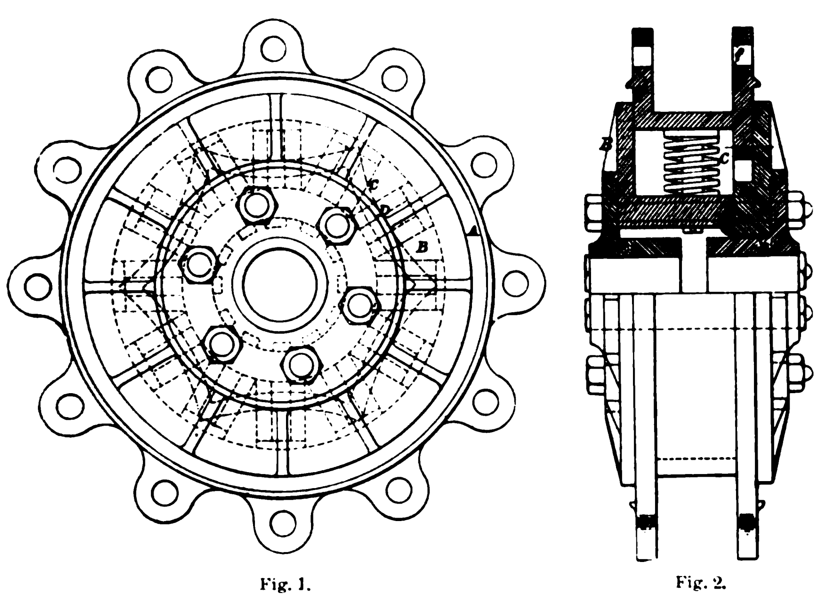


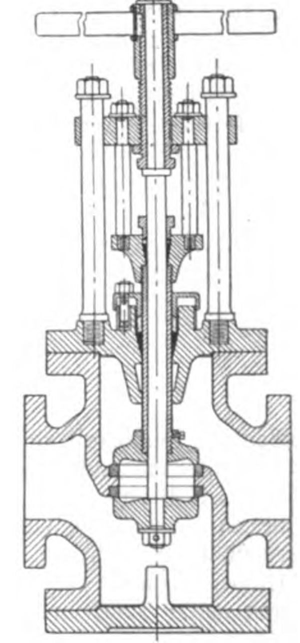
Fig. 1. Fig. 2.

durch die beiden Teile *B* und *D* gebildet ist, und in dem Raum zwischen beiden ist eine ganze Reihe kräftiger Spiralfedern *C* untergebracht. *B* und *D* legen sich fest auf die eigentliche Nabe, die ebenfalls aus zwei Teilen *EE* besteht. Durch kräftige Schraubenbolzen werden diese miteinander und mit dem inneren Ringe, *BD*, verbunden. Wie ohne weiteres ersichtlich, können sich Felgen und Speichen gegen die eigentliche Nabe verschieben und zwar bewegt sich die Grösse dieser Verschiebung zwischen 4 und 9 mm. Die Reibungsflächen werden natürlich gut geschmiert. Es wird behauptet, dass Räder, die mit derartigen Naben ausgerüstet sind und volle Gummireifen tragen, ein ebenso sanftes Fahren ermöglichen, wie gewöhnliche Räder mit Pneumatiks. Bewahrheitet sich das, so würden sie unbedingt den letzteren vorzuziehen sein, da alle Unglücksfälle und Unannehmlichkeiten, die durch Platzen der Pneumatiks entstehen können, bei ihnen natürlich wegfallen. *F. Mbg.*

[1]) „Engineering“, 7. Okt. 1904. D. p. J. 1902, **317**, 691.

Dampfabsperrventil von Hopkinson.

Im „Engineering“ vom 14. Oktober 1904 wird ein Absperrventil beschrieben, das vermöge seiner Konstruktion namentlich für Dampfleitungen mit hohem Druck geeignet ist und die Schwierigkeiten beseitigen soll, die bei der normalen Anordnung besonders für grosse Durchmesser beim Schliessen und Oeffnen entstehen. Untenstehende Figur zeigt das Ventil in geschlossenem Zustande. Das Gehäuse enthält zwei Sitze; auf den oberen legt sich das Hauptventil, das in der aus der Zeichnung ohne weiteres ersichtlichen Weise mit einem nach Art einer Stopfbüchsenbrille gestalteten Querstück fest verbunden ist. Dieses kann auf den beiden äusseren, starken Bolzen emporgleiten, bis es sich gegen deren Köpfe legt. Das zweite oder Hilfsventil sitzt fest auf einer Spindel, auf die in ihrem oberen Teile eine Büchse mit flachem äusseren Gewinde fest aufgekeilt ist. Hiermit greift sie in Muttergewinde ein, welches in das oben erwähnte Querstück eingeschnitten ist. Das Ventil wird nun so eingebaut, dass der Dampfdruck das Hilfsventil auf seinen Sitz zu pressen versucht. Dreht man alsdann an dem Handrade, welches auf dem Spindelende befestigt ist, so bewegt sich zunächst das Querstück nach oben und damit öffnet sich das Hauptventil, bis ein festes Anliegen an die Bolzenköpfe stattgefunden hat. Bei fortgesetztem Drehen in derselben Richtung, öffnet dann, indem die Spindel nach unten wandert, auch das Hilfsventil, bis schliesslich durch Anstossen der Handradnabe gegen jenes Querstück jede fernere Bewegung unmöglich gemacht wird. Beim Schliessen finden natürlich diese Vorgänge in umgekehrter Reihenfolge statt. Die Vorteile der ganzen Anordnung liegen auf der Hand: durch den Dampfdruck selbst wird das Hilfsventil auf seinen Sitz gepresst und es findet ein doppelter Abschluss durch Hilfs- und Hauptventil statt; die Folge davon wird ein gutes und dauerndes Dichthalten sein. Beim Oeffnen ist eine grössere Kraft nur im allerersten Augen-



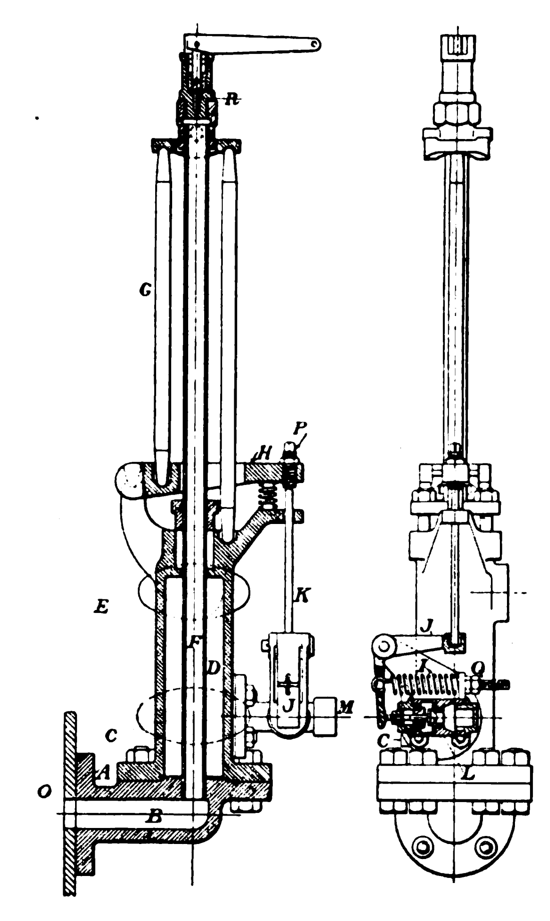
blick anzuwenden; sobald auch nur ein ganz geringer Spalt zwischen dem Hilfsventil und seinem Sitz sich gebildet hat, wird der Druck über und unter ihm sich sofort ausgleichen, da ja der Raum über ihm bis zum Hauptventil verhältnismässig sehr klein ist. Beim Schliessen vollends ist von einer nennenswerten Kraftanstrengung überhaupt nicht die Rede. *F. Mbg.*

Selbsttätige Vorrichtung zur Regulierung des Speisevorganges bei Dampfkesseln.

Die nachstehenden, dem „Engineering" [1]) entnommenen Figuren stellen eine derartige Vorrichtung dar, wie sie von der Firma *Holden* & *Brooke*, Manchester, gebaut wird, und der eine grosse Zuverlässigkeit in der Wirkungsweise nachgerühmt wird.

Das kalte Kesselspeisewasser wird durch den die Röhre *F* umgebenden Raum *D* hindurchgepumpt, indem es bei *C* ein- und bei *E* wieder austritt. Das Innere dieser Röhre *F* ist durch *B* mit dem Wasserraum des Kessels verbunden, gegen den die ganze Vorrichtung mit Flansch *A* befestigt ist. Solange nun das Wasser unter *O* steht, ist die Röhre *F* von Dampf erfüllt, der nur die Wirkung hat, das Speisewasser etwas anzuwärmen. Tritt aber das Wasser über *O*, so wird der in *F* enthaltene Dampf abgeschnitten, teilweise kondensieren und durch das kalte Speisewasser wird eine starke Kühlung des Rohres *F* stattfinden. Dann zieht letzteres sich aber zusammen und überträgt durch die Stange *G* einen Druck auf den Hebel *H*, und mittels der Stange *K* auf den Winkelhebel *J* und dieser, der vorher durch die Feder *I* gegen die Spindel des Ventils *L* gepresst war, gibt das letztere frei. Es kann sich daher unter dem Drucke des Speisewassers öffnen, der vorhin die Kraft der Feder *I* nicht zu überwinden vermocht hatte, und ein Teil des Speisewassers, dessen Grösse sich nach der Oeffnung dieses Ventils *I* richtet, kann auf dem gekennzeichneten Wege statt in den Kessel bei *M* zur Speisepumpe zurückfliessen. Die Länge der Stange *K* und die Stärke der Schraubenfeder *I* wird durch die Muttern *P* bezw. *Q* ein für allemal genau eingestellt. Das kleine Ventilchen *R* am Ende der Röhre *F* dient dazu, Luft, die sich etwa dort angesammelt hat, entfernen zu können. Wird hoch vorgewärmtes Speisewasser verwandt, so setzt man die Röhre *F* der kühlenden Wirkung der Luft aus, wobei man ihr dann allerdings eine etwas grössere Länge geben muss als in der Figur angegeben.

[1]) Nov. 25, 1904.



Natürlich kann die Anordnung auch so getroffen werden, dass das Ventil *L* nicht in einer Abzweigung der Speisewasserleitung, sondern in der Frischdampfleitung der Speisepumpe liegt, wodurch dann ein unnötiges Arbeiten der letzteren in Zeiten geringeren Speisewasserverbrauchs vermieden wird.

F. Mbg.

Bücherschau.

Ueber die Festigkeit veränderlich elastischer Konstruktionen, insbesondere von Eisenbeton-Bauten. Ein Beitrag zur Erforschung der inneren Kräfte und Deformationen, sowie zum Gebrauch bei der Berechnung und Ausführung armierter Betonbalken, -Stützen und -Gewölbe. Von Dr. *Rudolf Saliger*. Mit 63 Textabbildungen und 5 Tafeln in Photolithographie. Leipzig, 1904. Baumgärtner. 8⁰, 140 Seiten.

Das vorliegende Buch verdankt sein Entstehen einer Dissertation, die der Verfasser im Jahre 1903 behufs Erlangung der Würde eines Dr.-Ing. in Wien eingereicht, jetzt aber wesentlich umgearbeitet hat. Es stellt sich dar als eine theoretische Untersuchung über die Eigenschaften von Betoneisenkonstruktionen. Die Schwierigkeiten, die eine solche Untersuchung gerade im gegenwärtigen Zeitpunkte bietet, sind von dem Verfasser nicht verkannt worden. Da das Gebiet noch in fortwährender Umgestaltung begriffen ist, bald neue Theorien auftauchen, bald alte beseitigt werden, so ist die Schrift weniger als ein Handbuch über eine abgeschlossene Wissenschaft zu betrachten, als vielmehr als ein Beitrag zu den Fragen des Tages. Um den Bedürfnissen des Praktikers entgegen zu kommen, legte der Verfasser Hauptgewicht darauf, namentlich auch einfache Berechnungsverfahren für den Betonbau anzugeben. Die vom Betonausschuss des Deutschen Betonvereins und des Verbandes Deutscher Architekten- und Ingenieurvereine aufgestellten Leitsätze werden entsprechend berücksichtigt. Desgleichen wurde aus den neuen Bestimmungen des preussischen Ministers der öffentlichen Arbeiten über den Betoneisenbau ein Auszug gegeben. In einem Anhange werden Tabellen gebracht, die dem Praktiker das Rechnen möglichst ersparen sollen. Anderseits ist der Verfasser auf die einzelnen, von den verschiedenen Konstrukteuren und Erfindern aufgestellten Konstruktionen nur gelegentlich eingegangen, soweit es eben der allgemeine Zweck des Buches erforderte. Somit ist ein Werk entstanden, das insofern als theoretisch bezeichnet werden kann, als es sich lediglich mit allgemeinen Grundsätzen und ihrer Anwendung beschäftigt, das aber dennoch, wie bereits angedeutet, nicht seinerseits ein theoretisches Lehrgebäude aufzuführen oder gar neue Theorien zu begründen, sondern in erster Linie auf die Bedürfnisse des Bautechnikers Rücksicht zu nehmen bestrebt ist, den eine Theorie nicht um ihrer selbst willen interessiert, sondern der nur das für ihn Greifbare daraus hervorgehoben zu sehen wünscht.

Rauter.

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.
86. Jahrg., Bd. 320, Heft 14. Berlin, 8. April 1905.
Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



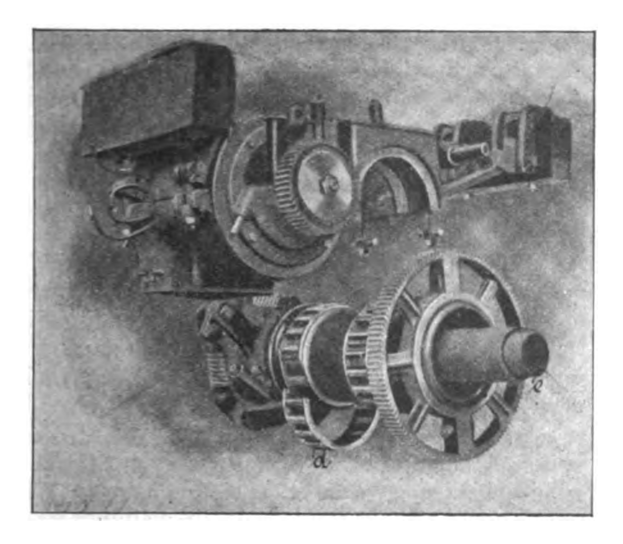
richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Die elektrische Zugbeleuchtung in den Vereinigten Staaten.

(Schluss von S. 196 d. Bd.)

5. *Das Bliss sche System.*

Sowohl in elektrischer als mechanischer Beziehung verschieden von den beschriebenen Systemen sind die



a. Magnetkastenhülse. b. Dynamo. c. Zweiarmiges Gusstück. d. Buchsenwellenlager. e. Wagenachse.
Fig. 11.

übrigen zwei Systeme. Diese sind sich in mechanischer Beziehung ähnlich, da sie beide Stirnradübersetzung zum Antrieb der Dynamo verwenden. Das zuerst zu beschreibende *Bliss*sche System soll an Hand der Fig. 11 erklärt werden. Auf den ersten Blick ist offenbar eine Aehnlichkeit mit der Aufhängung eines Strassenbahnmotors zu erkennen. Da die Wagenachsen der amerikanischen Eisenbahnen nicht zylindrisch abgedreht sind und nicht belastet werden sollen, so konnte jedoch die genau gleiche Anordnung nicht getroffen werden. Statt dessen sind alle Teile an dem Wagenkasten aufgehängt. Wegen der federnden Unterstützung des Kastens ist eine Buchse vorgesehen, innerhalb derer sich die Radachse befindet und auf der zwei Rollenlager, das grosse Stirnrad und ein zweiarmiges Gusstück sitzen. Senkrecht zu dem letzteren und nahe an demselben ist auf der Wagenachse ein gleiches Gusstück befestigt. Eine Verbindung der Arme beider ist durch vier Stahlspiralen geschaffen. Da der einfache Luftabstand zwischen Achse und Buchse ungefähr 50 mm ist, so ist selbst der grössten Federung des Kastens Rechnung getragen, ohne dass — vermöge der Dehnbarkeit der Spiralen — ein Einfluss auf die Kraftübertragung ausgeübt wird. Zwecks Montierens sind alle Teile zweiteilig. Die Buchsenlager sind als Rollenlager ausgebildet. Was die Ausführung der Dynamo betrifft, so ist sie dieselbe, wie die der aufklappbaren Bahnmotoren neuester Bauart. Die beiden Lagerschilder sind als Oelbehälter ausgebildet und durch Lösen der oberen oder unteren Befestigungsschrauben kann nur die untere Lagerschale oder diese mit dem Anker heruntergeklappt werden. Die Dynamo ist vierpolig, das Feld ist im Nebenschluss geschaltet; der Trommelanker trägt Reihenwicklung, weshalb nur zwei Bürsten notwendig sind. Das kleine Stirnrad ist aus Fibre oder Schweinshaut hergestellt, um die Schmierung der Uebersetzung zu vermeiden. Ein Radschutzkasten ist verwandt. In diesem Zusammenhange mag gleich erwähnt werden, dass bei Umkehr der Fahrtrichtung ein Umschalten der Maschinenpole durch Verschiebung der Bürsten um 90° erzielt wird.

Das *Bliss*sche System bedient sich zur Erhaltung gleichbleibender Lampenspannung, sowie zur Regulierung der Dynamo auf normale Leistung eines sog. Buckers. Derselbe schaltet in die beiden Stromkreise der Lampen und des Dynamofeldes eine elektromotorische Gegenkraft ein. Letztere steigt in proportionalem Verhältnis mit der Ladestromstärke.

Beschreibung, Zweck und Wirkungsweise des Buckers.
(siehe Schaltschema, Fig. 12).

Der Bucker ist ein Motorgeneratorsatz, dessen Gene-

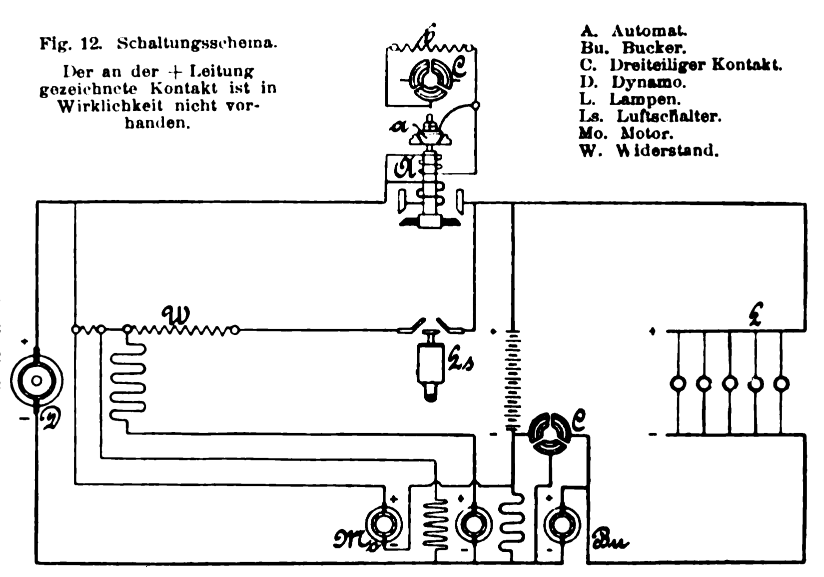


Fig. 12. Schaltungsschema.
Der an der + Leitung gezeichnete Kontakt ist in Wirklichkeit nicht vorhanden.

A. Automat.
Bu. Bucker.
C. Dreiteiliger Kontakt.
D. Dynamo.
L. Lampen.
Ls. Luftschalter.
Mo. Motor.
W. Widerstand.

ratoranker mit zwei Wicklungen und zwei Kommutatoren versehen ist. Der Generator erzeugt nur elektromotorische

Gegenkräfte und heisst deshalb Bucker. Der Motor ist eine Nebenschlussmaschine von ungefähr $^1/_5$ PS. Das Generatorfeld ist in Hintereinanderschaltung mit der Batterie und wird demnach meistens von dem veränderlichen Ladestrom durchströmt. Während der kurzen Dauer der Erregung von einem der Batterie entnommenen Strome wird der Bucker zu einem Booster. Diese Wirkung ist jedoch durch geeigneten Entwurf auf 0 reduziert. Eine Ankerwicklung des Buckers ist stets in Serie mit dem Dynamofelde, und wird die Erregerstromstärke umsomehr verringern, je stärker der Ladestrom ist. Die zweite liegt während der Ladung in der Lampenleitung, und ist die Zuggeschwindigkeit eine geringe, so ist auch bei diesem System die Maschine abgeschaltet. Derselbe Automat, welcher das Zu- und Abschalten zu verrichten hat, schliesst auch die erwähnte zweite Buckerwicklung in den Lampenstromkreis ein oder aus. Letzteres geschieht durch einfaches Kurzschliessen seitens des Automaten. Der Bucker nebst Antriebsmotor sind in einem Eisenkasten staubdicht

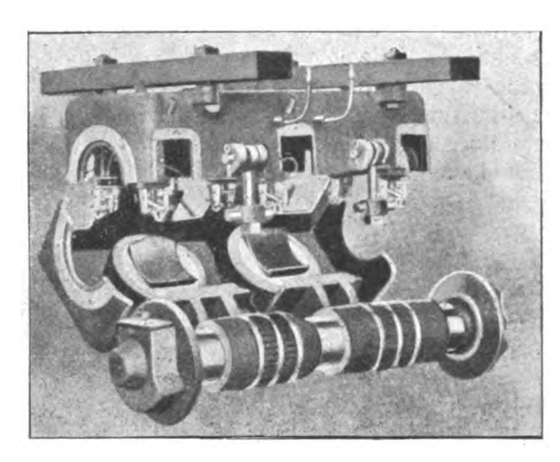


Fig. 13.

untergebracht, der unter dem Wagen aufgehängt ist. Die Anker und Bürsten können gereinigt werden, wenn der Kasten in der durch die Fig. 13 veranschaulichte Weise aufgeklappt wird.

Der Automat.

Der Automat ist mit zwei Spulen ausgerüstet. Die Nebenschlusspule schliesst den Stromkreis zwischen Dynamo und Batterie, sobald beide Spannungen gleich sind. Die starke Stromwicklung schaltet die Dynamo bei Rückstrom ab und sorgt auch für eine gute Kontaktpressung bei hoher Ladestromstärke. Zugleich mit dem Parallelschalten der Dynamo wird noch ein Widerstand in Serie mit der Nebenschlusspule eingefügt, und somit wird dieselbe nur von einem verminderten Strom durchflossen. In dem Schaltungsschema ist in jeder der Leitungen ein Automat *A* gezeichnet. Tatsächlich ist nur ein solcher vorhanden und der in der positiven Leitung gezeichnete Automat soll nur die Seitenansicht zeigen. Dadurch wird das Schema übersichtlich.

Die einzelnen Apparate des Systems werden bei der Anfahrt des Zuges in folgender Weise in Tätigkeit kommen.

Vor der Anfahrt, und solange eine Geschwindigkeit von 35 km in der Stunde noch nicht erreicht ist, deckt die Batterie den Konsum. Der Automat ist in der Stellung wie im Schaltungsschema; die Wicklung des Buckers im Lampenkreis ist durch den Klotz *a* kurzgeschlossen. Uebersteigt die Zuggeschwindigkeit den Grenzwert, so schaltet die Nebenschlusspule die Dynamo an das Netz, hebt dadurch auch den Kurzschlussklotz *a* in die Höhe und schaltet sich selbst einen Ballastwiderstand *b* vor. Mit der Geschwindigkeitszunahme des Zuges ist der Motor in Betrieb gesetzt worden und läuft nun mit beinahe konstanter Tourenzahl.

Bei weiter zunehmender Umdrehungszahl der Dynamo wird die Batterie geladen, die Stromrichtung in dem Buckerfelde ist umgekehrt und es wird somit eine elektromotorische Gegenkraft erzeugt, die um so grösser wird, um so höher die Ladestromstärke ist. Da praktisch letztere mit der Spannung der Dynamo steigt, so wird also in den Lampenkreis eine elektromotorische Gegenkraft proportional zu der Spannung der Dynamo eingeschaltet. Der Buckeranker hat einen sehr geringen Widerstand, und somit wird die Regulierung auf die Lampenspannung stattfinden ohne Rücksicht auf die Anzahl der brennenden Lampen. Es sind 32 Batteriezellen in Benutzung. Die Höhe der elektromotorischen Gegenkraft in dem Feldstromkreis der Dynamo ist so bemessen, dass höchstens 80 Volt erzeugt werden können.

Um sicher zu sein, dass die Dynamo sich erregt, wird der Feldstrom der Batterie entnommen. In der Leitung befindet sich ein von Druckluft betätigter Schalter. Sobald die Lokomotive an den Zug gekuppelt wird, schliesst der Schalter diesen Batteriestromkreis; sobald sie abgekuppelt wird, unterbricht er diesen Stromkreis. Eine unnütze Entladung der Batterie ist also ausgeschlossen.

6. System nach Mc Elroy.

Wie bei dem letzten System findet der Antrieb der Dynamo durch Zahnräder statt. Der Bau der vierpoligen Dynamo ist auch hier demjenigen der Bahnmotoren ähnlich. Die Maschine wird durch Federn gestützt, die ihrerseits wieder auf Winkelstücke ruhen. Bei der Umkehr der Fahrt werden die Pole der Dynamo durch einen Umschalter vertauscht, welcher in ähnlicher Weise als bei dem System 3 betätigt wird. Die Regulierung findet vermittels eines in dem Dynamofelde eingeschalteten Widerstandes *W* statt, dessen Hebel *a* (s. Schaltungsschema, Fig. 14) durch den Hauptstrommotor *M* gedreht wird. Der Motor läuft nur dann, wenn eine Verschiebung des Hebels nötig ist. Zum Einschalten dient der Kohlenkon-

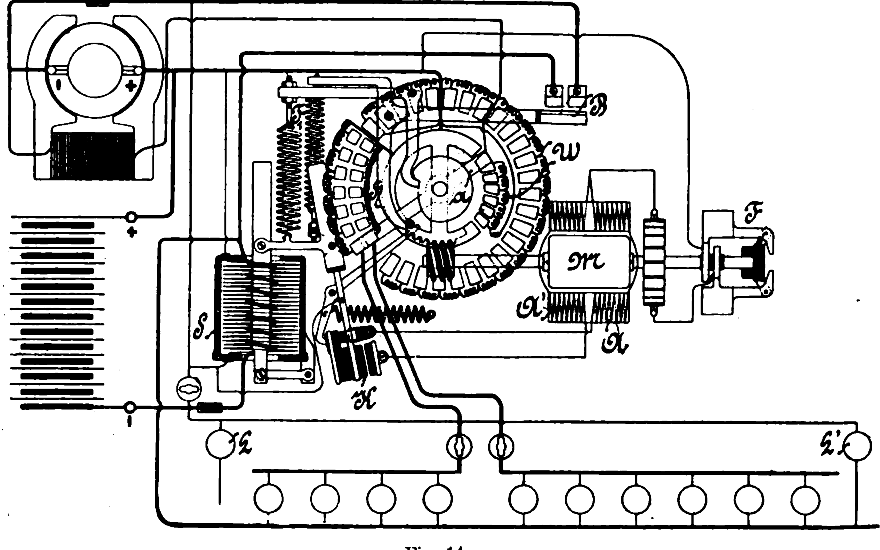


Fig. 14.

takt *K*, der unter Vermittlung von Hebeln durch das Kompoundsolenoid *S* beeinflusst wird. Der Motor wird immer nur eine kurze Zeit in Betrieb gehalten, da ein auf seiner Welle sitzender Fliehkraftregulator *F* die Leitung unter-

bricht. Das Schema zeigt die Stellung der einzelnen Teile während des Haltens des Zuges. Die Lampen L und L', die sich an den beiden Wagenzugängen befinden, brennen. Mit steigender Geschwindigkeit erlöschen diese, weil sie die Differenz der Spannungen von Dynamo und Batterie erhalten. Erreicht der Zug eine Geschwindigkeit von 30 km in der Stunde, so wird der Motorstromkreis durch die Wirkung der Nebenschlusspule des Solenoids geschlossen. Die erste Bewegung des Widerstandsarmes verursacht das Schliessen des Schalters B, weil der Winkelhebel H alsdann freigegeben und von der Feder F_1 herabgezogen wird. Durch eine weitere Spannungserhöhung wird nach und nach Widerstand in die zwei positiven Lampenleitungen eingeschaltet. Die in dem Batteriestromkreis liegende Hauptstromspule des Solenoids und die Spannungsspule sind so verbunden, dass sie sich während der Ladung gegenseitig unterstützen. Während der Stromentnahme aus der Batterie wirkt die erstere also der letzteren entgegen. Den resultierenden elektromagnetischen Zugkräften wirkt die Federkraft entgegen. Je nachdem die eine oder andere überwiegt, wird die Feldwicklung A oder A' eingeschaltet, so dass der Motor in dem einen oder anderen Sinne anläuft. Es ist auch klar, dass eine unzulässig hohe Stromstärke zu Anfang der Ladung einer vollständig entladenen Batterie vermieden wird, denn die Hauptstromwicklung wird bei eintretendem Stromstosse die Kohlenkontaktstücke des Schalters K miteinander in Berührung bringen und so verursachen, dass Widerstand dem Felde vorgeschaltet wird. Nehmen wir an, der Zug fährt mit gleicher Geschwindigkeit, so wird infolge der mit der E. M. K. der Batterie steigenden Kraftwirkung der Nebenschlusspule des Solenoids die Batterie mit einer

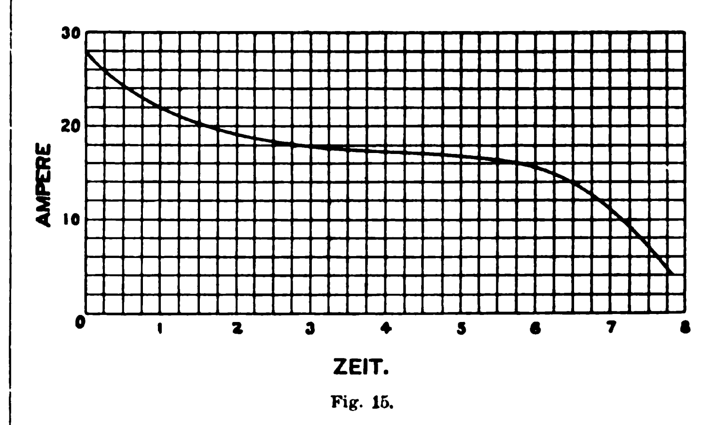


Fig. 15.

Stromstärke geladen, deren Grösse mit der Ladung abnimmt. Fig. 15 gibt eine Ladekurve dieses Systems wieder. Eine geladene Batterie wird somit immer nur mit einer sehr kleinen Stromstärke überladen, was ihr nicht schadet, und die höchste Ladespannung ist wesentlich geringer als bei Ladung mit konstantem Strom.

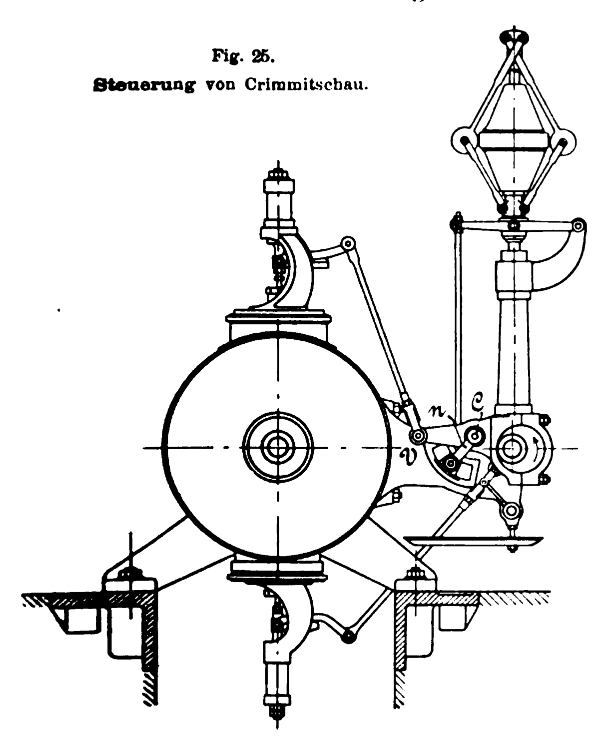
Die Steuerungen der Ventildampfmaschinen.

Von Prof. **Straube** in Karlsruhe,

(Schluss von S. 207 d. Bd.)

Eine ähnliche, von der *Crimmitschauer Maschinenfabrik* ausgeführte Steuerung (Fig. 25), welche sich noch vollkommen an das Vorbild der *Klug*schen Umsteuerung

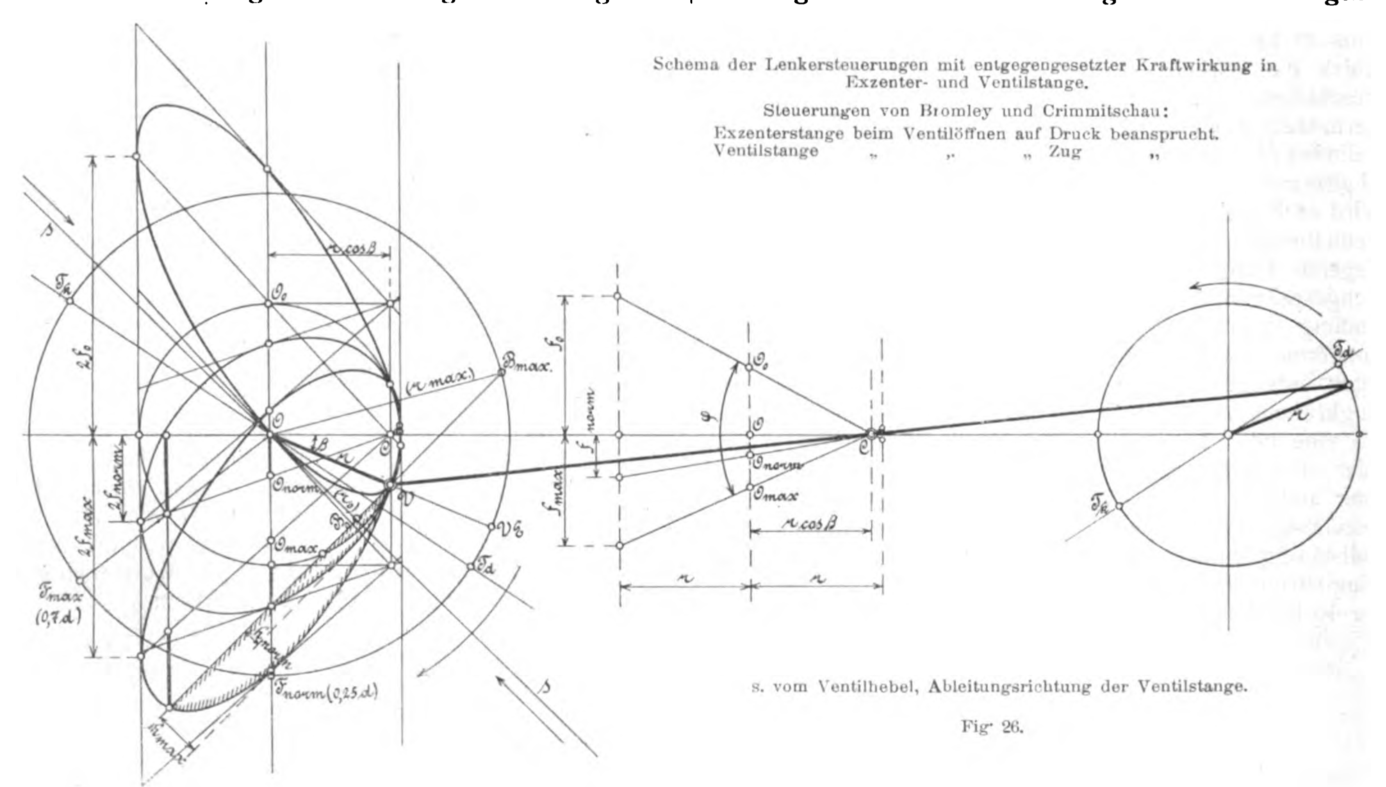
Fig. 25.
Steuerung von Crimmitschau.



für Schiffsmaschinen anschliesst, gehört der zweiten Gruppe von Lenkersteuerungen mit entgegengesetzter Kraftrichtung in Exzenterstange und Ventilstange an. Während die erste Gruppe mit gleichgerichteter Kraftwirkung für den Winkel β zwischen der mittleren Exzenterstangenrichtung und der Exzenterstellung bei Voreintritt einen ziemlich grossen Wert (s. Schema Fig. 17) erfordert, wenn die Ventilerhebungsverhältnisse günstig werden sollen, so dass der Drehpunkt C der Führungsbahn nicht erheblich aus deren Mitte liegt (in der Fig. 17 ist der Winkel $\beta = 67^1/_2$ Grad $= {}^3/_4$ von 90 Grad angenommen), ist es bei dieser zweiten Gruppe mit entgegengesetzter Kraftrichtung nötig, den Winkel β klein zu wählen, so dass Punkt C nahezu an das Ende der Führungsbahn rückt, wie dies das allgemeine Schema dieser Steuerungen (Fig. 26) veranschaulicht, in welcher $\beta = 22^1/_2$ Grad $= {}^1/_4$ von 90 Grad angenommen ist. Zwar wird nach diesem Schema für die Normalfüllung nur etwa ${}^1/_{13}$ des Exzenterhubs zur Ventilerhebung ausgenutzt, aber schliesslich ist dies nicht von so grosser Bedeutung. Der Ueberhub $\frac{h_{max.}}{h_{norm.}}$ ergibt sich jedoch hier selbst bei gerader Führungsbahn schon recht günstig, nämlich $= 2{,}5$ und bei einer Krümmung der Führungsbahn, in dem Sinne wie oben bei Fig. 19 mit Bezug auf Fig. 17 näher bezeichnet, wird dies Verhältnis noch günstiger. Nur der Winkel φ, von dem der Verstellungsweg des Regulators abhängt, fällt wesentlich grösser aus, als bei den Lenkersteuerungen mit gleicher Kraftrichtung in Exzenter- und Ableitungsstange, und dies ist ein gewisser Uebelstand. Die Fig. 25 lässt nun erkennen, dass hier Exzenterstellung und Lage des Drehpunkts C der Führungsbahn durchaus dem allgemeinen Schema (Fig. 26) entsprechen, nur die Krümmung der Führungsbahn ist entgegengesetzt, wie sie sein sollte, um die bestmöglichsten Ventilerhebungsverhältnisse zu ergeben. Letztere werden trotzdem bei Fig. 25 nicht gerade ungünstig sein, und durch die Anordnung des Lenkers n unterhalb der Exzenterstange statt oberhalb derselben ist erreicht, dass die Verstellung seines Stützpunkts

sich bequem im Lagerbock der Steuerwelle unterbringen liess.

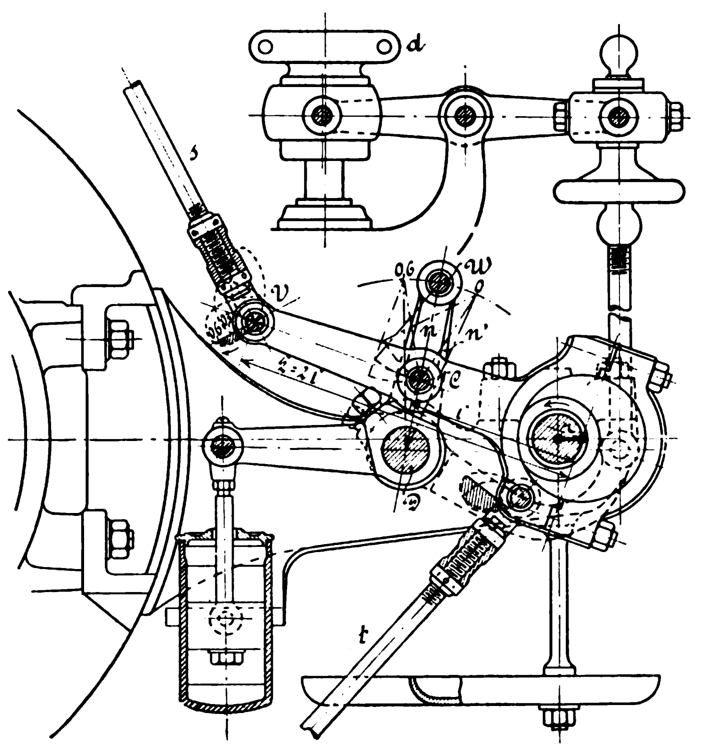
Die zweite zu dieser Gruppe gehörige Steuerung, die *Bromley*steuerung (Fig. 27),[5]) macht sich aber auch die vorteilhafteste Lage der Krümmung der Führungsbahn des Punktes *V* sich nicht mehr genau in demselben Punkte, dem Voreintrittspunkte, schneiden. Trotz dieser Abweichung ist die Uebereinstimmung der punktweise verzeichneten Bahnen des Ableitungspunktes *V* in Fig. 27 mit dem allgemeinen Steuerschema Fig. 26 auch hier augen-



s. vom Ventilhebel, Ableitungsrichtung der Ventilstange.

Fig. 26.

zu nutze und gibt ferner, ebenso wie die *König*steuerung (Fig. 22), zwecks Vereinfachung und symmetrischer Anordnung des Triebwerks die Unveränderlichkeit des Vor-



d. Zum Regulator. s. Zum Einlassventil. t. Zum Auslassventil.

Fig. 27.

eintritts auf, indem auch bei ihr Lenker n und Gegenlenker n' ungleich lang gemacht sind, so dass die Punkte C und D nicht mehr zusammenfallen und die Bahnen

fällig. Von dem Vorteil, welchen bei der *König*steuerung die Anlenkung der Einlassteuerung an den Exzenterbügel der Auslassexzenterstange bietet, ist jedoch bei der *Bromley*steuerung nicht Gebrauch gemacht. Im Gegenteil ist die Auslassteuerung an den Exzenterbügel der Einlassexzenterstange angelenkt. Daraus ergibt sich zunächst als Folge der Exzenterreibung vermehrter Rückdruck auf den Regulator und ausserdem eine gewisse Veränderlichkeit der Auslassteuerung, wie auch aus Fig. 27 zu ersehen. Letztere ist übrigens in dem Sinne, dass mit abnehmender Füllung die Kompression wächst, bei Verbundmaschinen geradezu erwünscht.

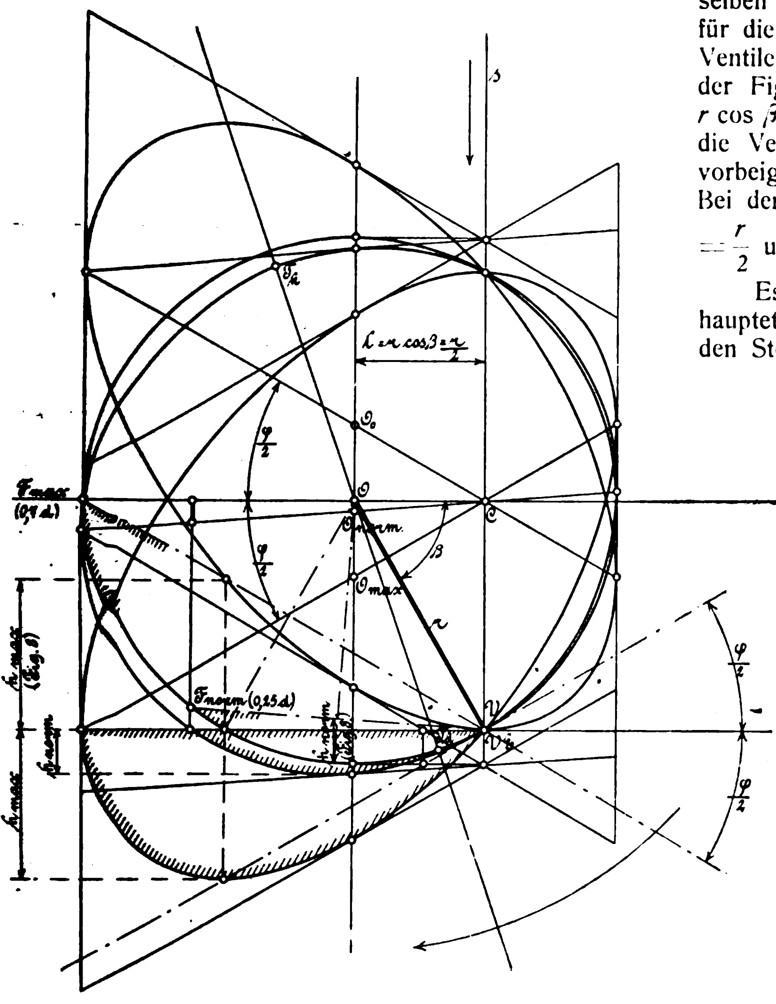
Sowohl in der Steuerung Fig. 25 als auch in Fig. 27 ist bei der Ventileröffnung die Exzenterstange auf Druck, die Ventilstange auf Zug beansprucht. Es könnte aber auch umgekehrt gemacht sein.

Nur würde dann mit Rücksicht auf die Erzeugung möglichst günstiger Ventilerhebungsverhältnisse der Drehpunkt des Lenkers n nicht über, sondern unterhalb der Exzenterstange anzuordnen sein. Man erhielte das allgemeine Steuerschema einer solchen Steuerung, wenn man die Fig. 26 umdreht und Führungsbahn und Exzenterkreis wieder links von der Ellipsenschaar anordnet. An den Bewegungsverhältnissen der Steuerung würde sich dabei nicht das mindeste ändern.

Bei den bisher betrachteten Lenkersteuerungen ist die Ableitungsrichtung der Ventilstange mehr oder weniger gegen die mittlere Richtung der Exzenterstange geneigt, und es erübrigt noch den besonderen Fall zu untersuchen, dass die Ableitungsrichtung der Ventilstange senkrecht auf der mittleren Exzenterstangenrichtung steht (Fig. 28). Exzenterstange samt Führungsbahn und Exzenterkreis sind darin fortgelassen, da ja die Verhältnisse der Steuerung, welche übrigens an sich keine Besonderheiten aufweisen, aus der Ellipsenschaar allein klar hervorgehen. Man sieht jedoch auf den ersten Blick, dass bei einer Steuerung nach diesem Schema auch gar keine Exzenterstange mehr

[5]) s. D. p. J. 1901, **316**, S. 150, Fig. 56.

nötig ist, wenn der Ventilstange eine Führung gegeben und sie durch eine die Führungsbahn ersetzende, um den Winkel φ drehbare Kurbelschleife mittels einer das Exzenter vertretenden Kurbel r angetrieben wird, deren Wellenmittelpunkt nunmehr in O selbst liegt. Dies ist aber das Triebwerk der *Elsner*steuerung (Fig. 8). Natürlich stellen die Ellipsen nunmehr nicht mehr die Bahn des



s. Vom Ventilhebel, Ableitungsrichtung der Ventilstange.

Fig. 28.

Punktes V dar, denn diese ist mit dem Exzenterkreis identisch geworden, sondern sie dienen wie die Schieberellipsen jetzt nur zur Veranschaulichung des Bewegungsgesetzes der Ventilstange. Die Fig. 28 ist genau in denselben Verhältnissen gezeichnet, wie sie in Fig. 8 sich für die *Elsner*steuerung ergaben, demzufolge sind auch die Ventilerhebungsverhältnisse genau wie dort, worauf in der Figur noch besonders hingewiesen ist. Der Wert $r \cos \beta$ ist jetzt die Entfernung l, in welcher bei *Elsner* die Ventilstangenrichtung neben dem Wellenmittelpunkt vorbeigeführt werden muss. (In Fig. 8 mit e bezeichnet.) Bei den gewählten Verhältnissen ist l (bezw. e) $= r \cos \beta = \frac{r}{2}$ und also $\beta = 60$ Grad, was auch in Fig. 8 zutrifft.

Es bildet demnach in der Tat, wie schon oben behauptet wurde, die *Elsner*steuerung den Uebergang von den Steuerungen mit veränderlicher Ableitungsrichtung zu denen mit veränderlichem Exzenterantrieb, insbesondere zu den Lenkersteuerungen.

Die zwangläufigen Steuerungen wären demnach ihrer Verwandtschaft nach folgendermasen aneinander zu reihen:

1. Steuerungen mit direkt verstellbarem Exzenter (*Lentz*steuerung).
2. Steuerungen mit zwei Exzenterbewegungen, in Anlehnung an die älteren Umsteuerungen mit *zwei* Exzentern (ältere *Collmann*steuerung).
3. Lenkersteuerungen, in Anlehnung an die neueren einfacheren Umsteuerungen *Klug*scher Art mit *einem* Exzenter (*Radovanovisc*- und *König*steuerung).
4. *Elsner*steuerung als Uebergang zu
5. Steuerungen mit veränderlicher Ableitungsrichtung (*Widnman*- und *Hunge*.steuerung).

Diese Reihenfolge entspricht auch ungefähr der historischen Entwicklung, nur dass die erste Gruppe darnach an die letzte Stelle rücken müsste.

Wenn in den obigen Betrachtungen eine nahezu umgekehrte Reihenfolge beobachtet worden ist, so war der Grund hierfür der, dass für die Erklärung der einzelnen Erscheinungen der Uebergang vom Leichteren zum Schwereren geeigneter erschien, als der von der Praxis eingeschlagene entgegengesetzte Weg.

Die Baukonstruktionen auf der Weltausstellung in St. Louis.

Von Bauingenieur **E. Probst.**

(Schluss von S. 202 d. Bd.)

Berechnung der Fachwerke.

Das Eigengewicht wurde schätzungsweise angenommen und nach erfolgter Berechnung richtiggestellt. Die Wirkung des Eigengewichtes auf die Fachwerke wurde wie folgt angenommen:

1. Das Gewicht des Untergurtes und der Druckdiagonalen wurde als in den Knotenpunkten des Untergurtes wirkend, das Gewicht des Obergurtes und der Zugstangen als an den oberen Knotenpunkt angreifend angenommen.
2. Das Gewicht der Verankerungsfachwerke (diese waren in allen Knotenpunkten abwechselnd nach der einen oder anderen Seite angebracht und hatten eine Versteifung der Länge nach zu erwirken) und die von diesen getragenen Dachsparren und die zugehörige Dachdeckung wurde als am Untergurt wirkend angenommen.
3. Das Gewicht der Querbalken und die von diesen getragenen Dachsparren resp. Dachdeckung wurde als am Obergurt wirkend angenommen.

Neben diesen dauernden Lasten wurde folgende Werte für die veränderliche Belastung zu grunde gelegt:

1. Als Winddruck wurde 20 lbs. f. d. Quadratfuss (9,8 kg/qcm) auf die senkrechte Projektion der geneigten Oberfläche angenommen.
2. Schneebelastung und andere zufällige Lasten wurden mit 10—15 lbs. f. d. Quadratfuss (49—74 kg/qcm) gerechnet.

Die Beanspruchung des Holzes durch Winddruck wurde ebenso hoch gerechnet als die Beanspruchung durch die tote Last; anders aber war es bei Stahl. Während

die durch die tote Last hervorgerufene Beanspruchung f. d. Quadratzoll mit 15 000 lbs. (1050 kg/qcm) gerechnet wurde, wurde für Winddruck 18 000 lbs. (1260 kg/qcm) gerechnet. Je nachdem die resultierende Spannung aus dem grösseren Winddruck oder der grösseren toten Last abgeleitet wurde, wurden die beiden obengenannten Werte sinngemäss angewendet. Durch Annahme dieser Festigkeitszahlen erhielt man Werte mit ungefähr vierfacher Sicherheit.

Da das ganze Gebäude durch die Dachdeckung resp. durch die Dachsparren ein festes Ganzes bildete, so wurde auf diese Weise ein grosser Teil des Winddruckes auf die zur Windrichtung senkrechten Umfassungswände übertragen. Aus diesem Grunde kann man sagen, dass der Sicherheitsgrad höher war als vier. Fig. 4 zeigt die Innenansicht der Konstruktion, das Aussehen der hölzernen Fachwerke, der Säulen und deren Verbindung.

Die Stossdeckung in den Gurten erfolgte in den meisten Fällen in Holz, und nur in ganz wenigen Fällen zu Beginn der Arbeit wurden Stahlplatten zur Stossdekkung verwendet. Von letzteren ist man aber bald abgekommen, weil die Arbeit der Herstellung viel zu mühevoll und zeitraubend war.

Fig. 3 (S. 201) zeigt noch, wie die Fachwerke am Boden zusammengesetzt und dann vollständig fertiggestellt auf die Säulen aufgesetzt wurden.

Dachdeckung.

Die Dachdeckung erfolgte auf zweierlei Art: Bei flachen geraden Dächern wendete man Holzzement an, bei den gekrümmten Dächern, bei der Kuppel Dachpappe, deren Fugen mit Zement ausgeschmiert wurden. Die Erfahrung hat gezeigt, dass diese Art von Dachdeckung nicht sehr wasserdicht war, da es in manchen Gebäuden bei starkem Regen im Innern stellenweise ebenso regnete wie aussen.

Ich will, um an einem einzelnen charakteristischen Gebäude die Konstruktionen im einzelnen zu besprechen, für diesen Zweck das Transportgebäude wählen, weil es wie kein anderes aussen und innen seinem Zweck entspricht, und will ich nur dasjenige besprechen, was nicht aus den Figuren deutlich gesehen werden kann. Alle Masse sind im englischen Massystem angegeben. Wie ich wohl nicht näher hervorheben muss, war es notwendig, für die Konstruktionen passende Zeichnungen so herzustellen, dass die an Ort und Stelle hergestellten Holzverbindungen und deren Abmessungen unmittelbar aus den Zeichnungen entnommen werden konnten. Es ist dies verschieden von Eisenkonstruktionen, da ja bekanntlich für diese eigene Werkstättenzeichnungen nach den vom Ingenieur ausgearbeiteten Plänen gemacht werden müssen. Bei Holzkonstruktionen ist der Plan des Ingenieurs so zu arbeiten, dass alle Einzelheiten unmittelbar aus dem Plan ersichtlich sind. Es war eine harte Arbeit, für die vierzehn riesenhaften Gebäude auf der Ausstellung diese Pläne herzustellen und für die nahezu an 3000 reichende Anzahl von Fachwerken für die Dachkonstruktionen waren wegen der verschiedenen Spannweiten und Höhen etwa 200 Ein-

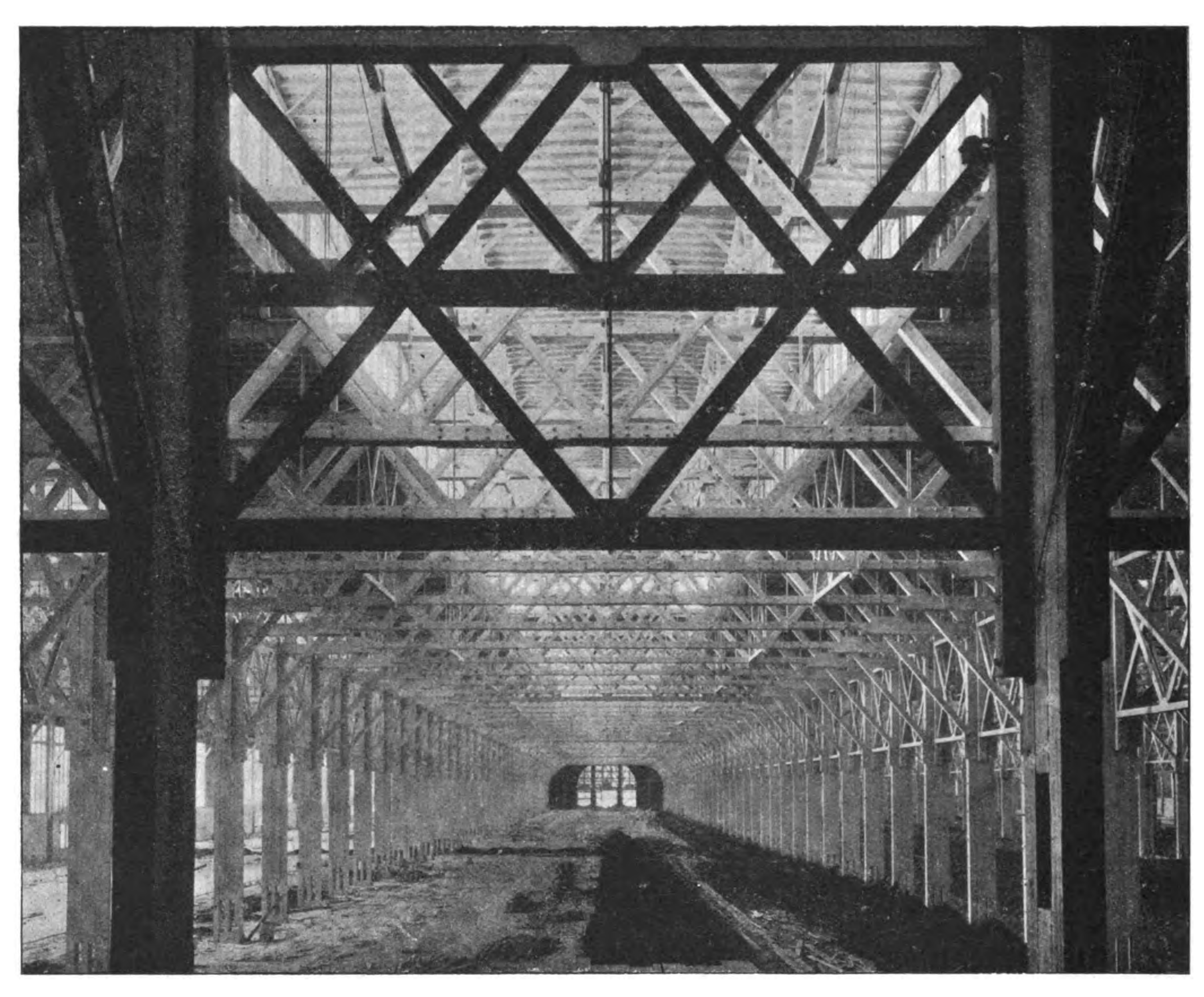


Fig. 4.

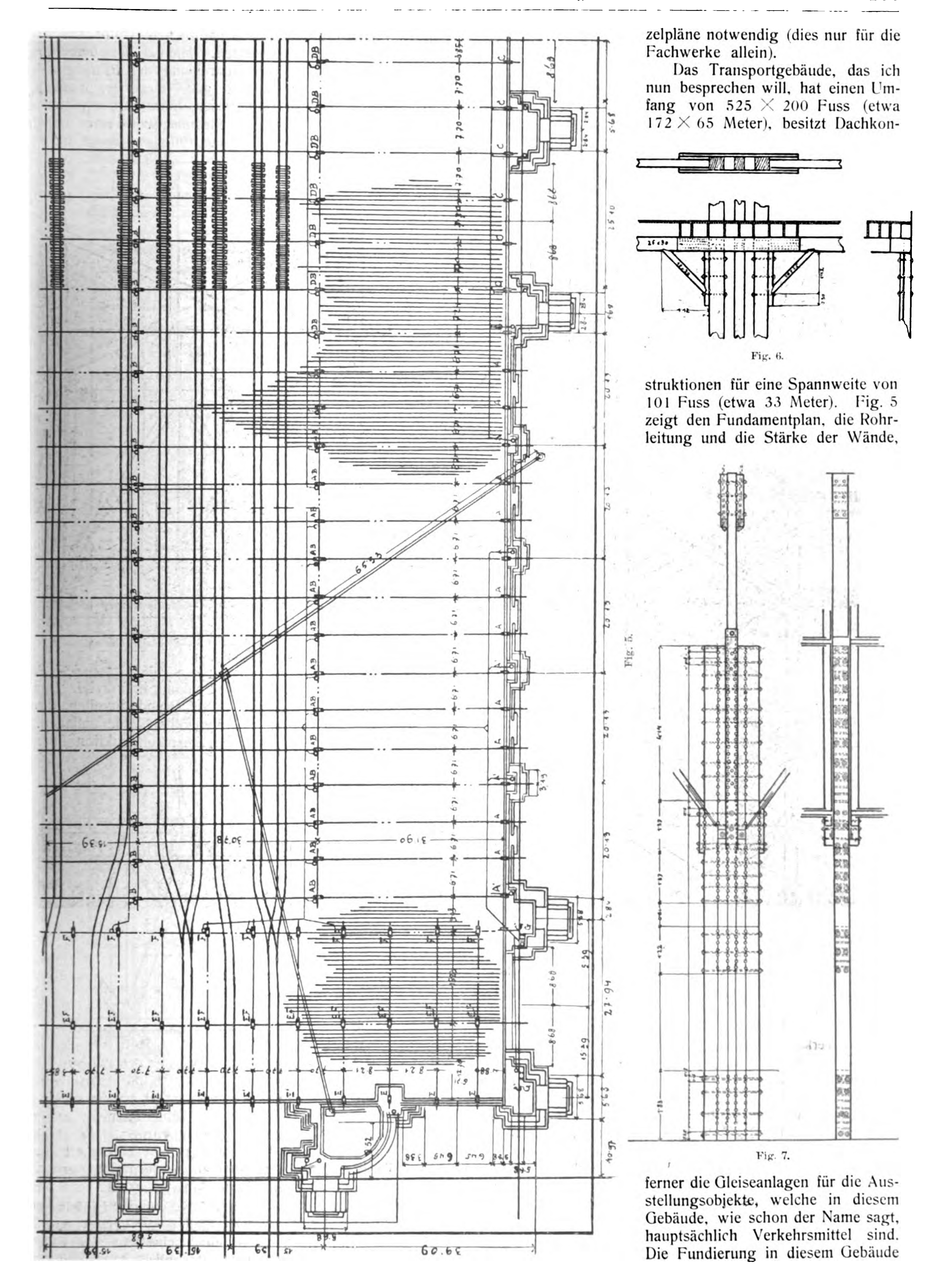


Fig. 5.

zelpläne notwendig (dies nur für die Fachwerke allein).

Das Transportgebäude, das ich nun besprechen will, hat einen Umfang von 525 × 200 Fuss (etwa 172 × 65 Meter), besitzt Dachkon-

Fig. 6.

struktionen für eine Spannweite von 101 Fuss (etwa 33 Meter). Fig. 5 zeigt den Fundamentplan, die Rohrleitung und die Stärke der Wände,

Fig. 7.

ferner die Gleiseanlagen für die Ausstellungsobjekte, welche in diesem Gebäude, wie schon der Name sagt, hauptsächlich Verkehrsmittel sind. Die Fundierung in diesem Gebäude

war ziemlich schwierig und wurde, da die Anschüttung über dem natürlichen Grund ziemlich hoch war, durch Eintreiben von Piloten vorgenommen, wobei diese Piloten etwa 14 Fuss (420 cm) in den natürlichen Grund hineingetrieben wurden. Hierbei sei bemerkt, dass für die Eintreibung der Piloten folgender Masstab galt: dieselben wurden solange eingetrieben, bis ein 2000pfündiger (1000 kg-) Hammer von einer Fallhöhe von 30 Fuss (900 cm) nicht mehr als 2 Zoll (5 cm) Senkung hervorrief. Der Fussboden ruhte auf Grundschwellen, die selbst auf der angefüllten Erde auflagen. Fig. 6 zeigt die Einzelkonstruktion über einer Säule, Fig. 7 die Einzelpläne einer solchen Säule und Fig. 8a—c die Konstruktion der in einem Teile des Gebäudes befindlichen Gallerie.

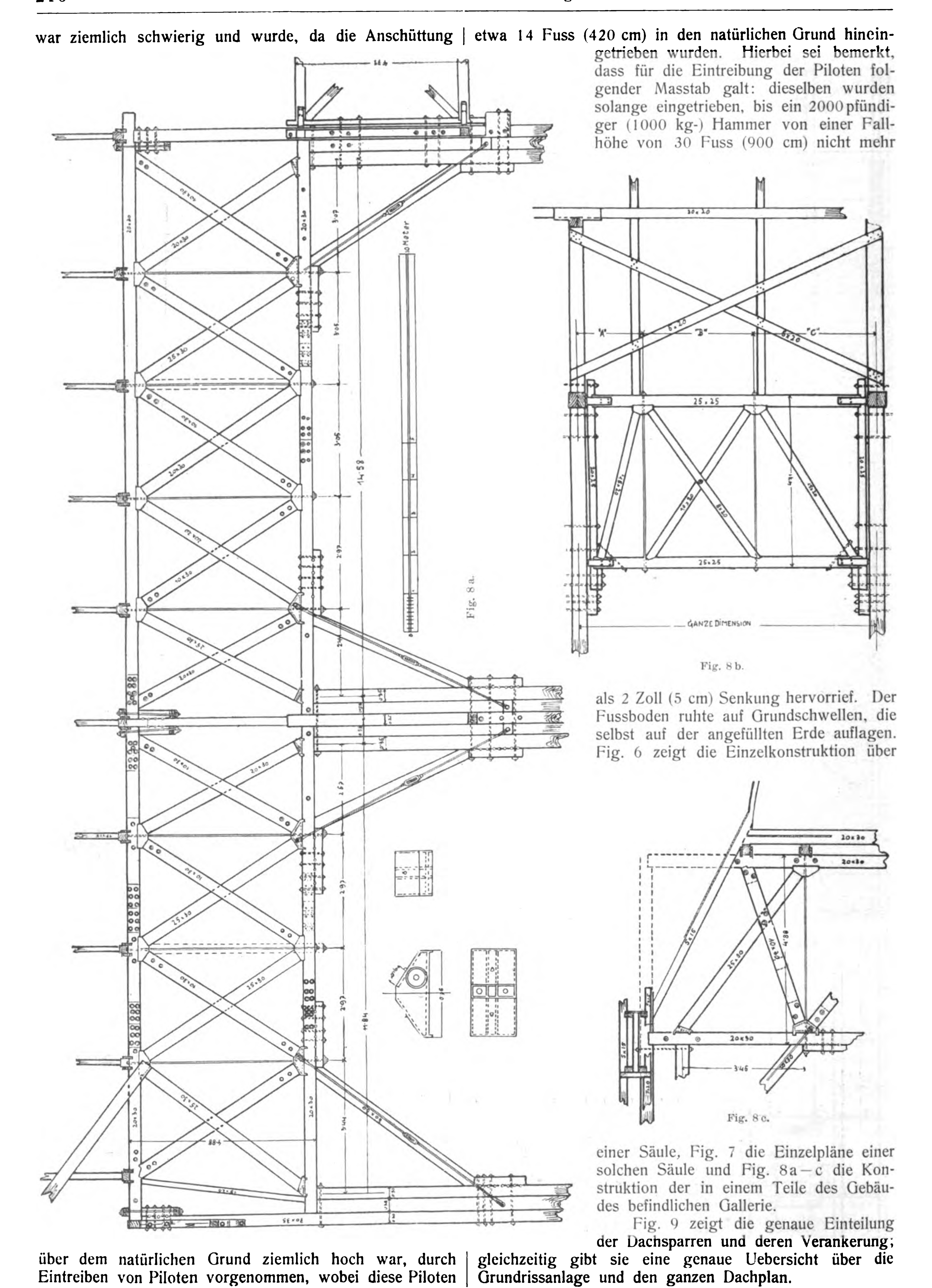


Fig. 8 a.

Fig. 8 b.

Fig. 8 c.

Fig. 9 zeigt die genaue Einteilung der Dachsparren und deren Verankerung; gleichzeitig gibt sie eine genaue Uebersicht über die Grundrissanlage und den ganzen Dachplan.

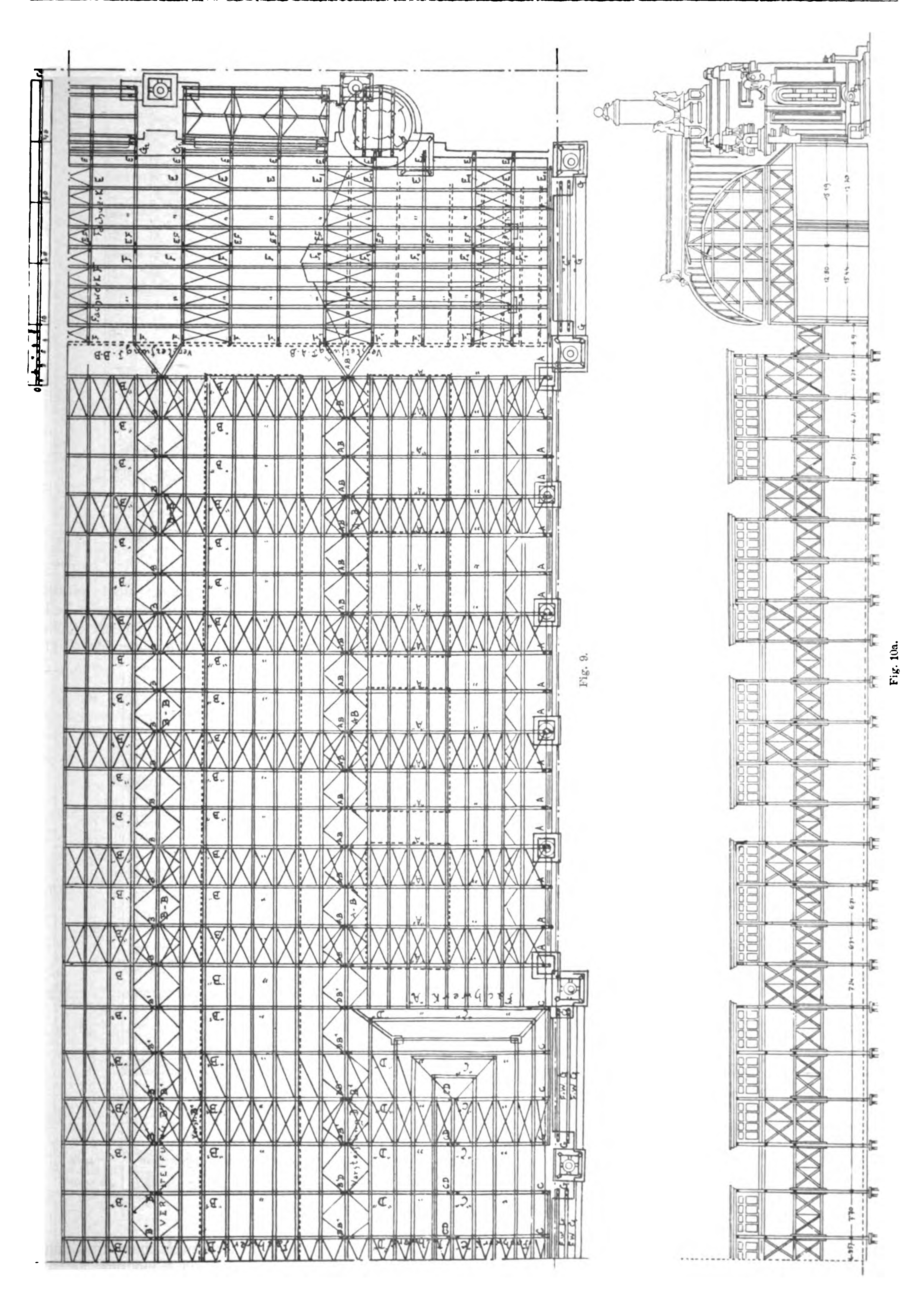


Fig. 9.

Fig. 10a.

Fig. 10a—d zeigen Längs- und Querschnitte durch das Gebäude, wovon ein Teil genau den Zusammenhang zwischen der hölzernen Wand und der Stuckverkleidung zeigt.

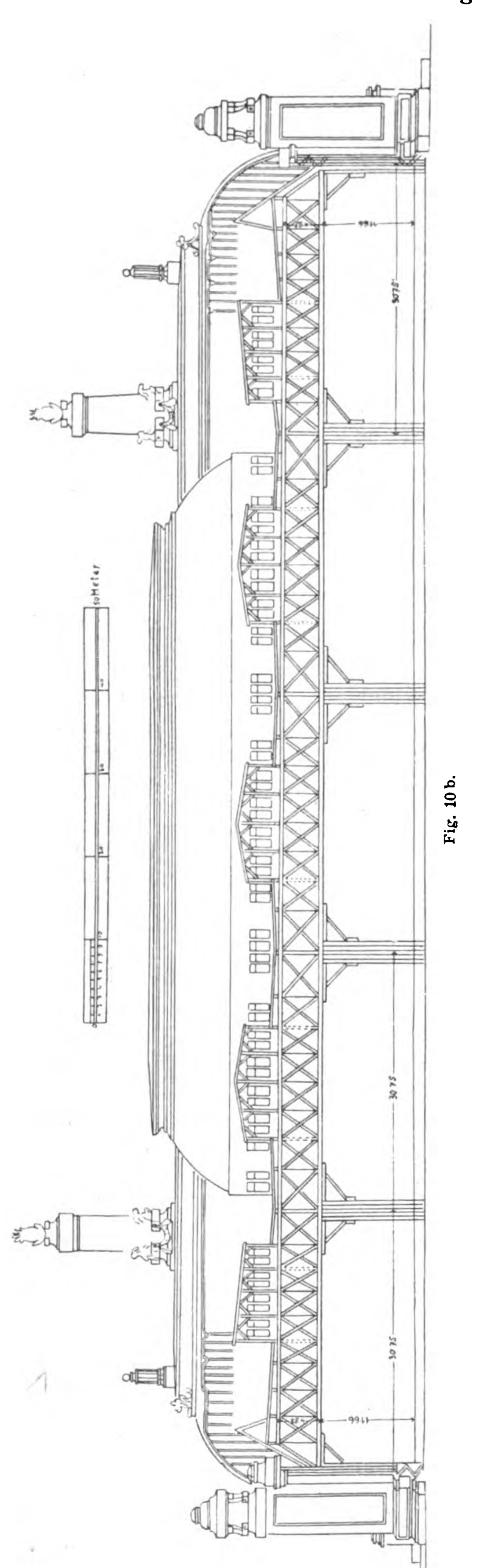


Fig. 10b.

Fig. 11 und 12 zeigen die Dachkonstruktion des bogenförmigen Daches mit der Dachdeckung aus Dachpappe und Filz, wobei die Dachpappe in doppelten Schichten aufgebracht wurde. Die Dimension der Gurte, die Dimensionierung an den Stössen und die verschiedenen Holzverbindungen sind so deutlich aus den Zeichnungen

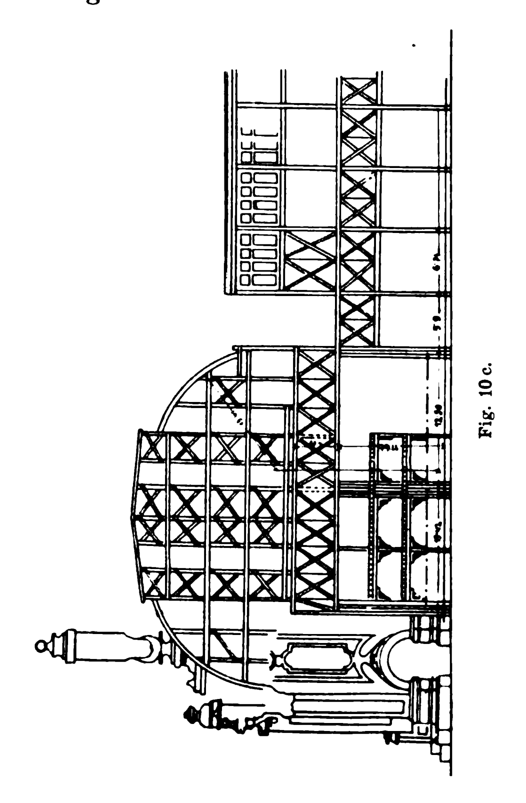


Fig. 10c.

zu entnehmen, dass eine Besprechung nicht notwendig ist, und ist es nur eine Frage, ob nicht manche Teile zu stark dimensioniert sind aus allzu übertriebener Rücksicht für die in Amerika so häufig vorkommenden Zyklone.

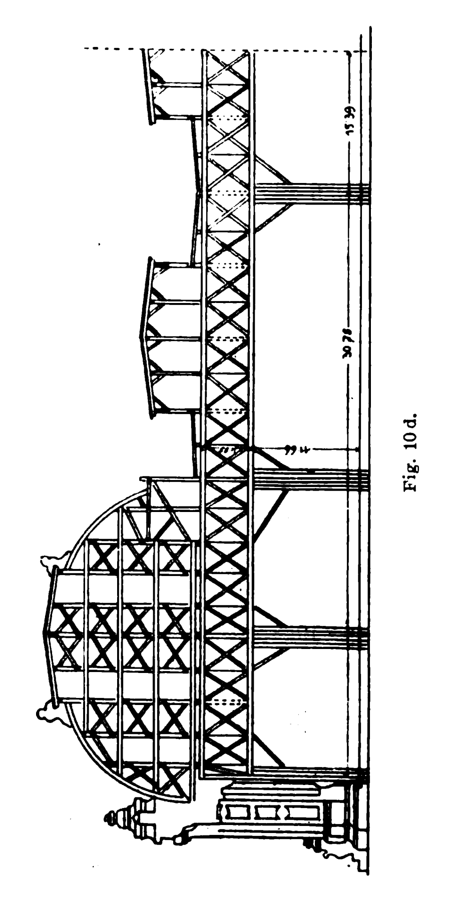


Fig. 10d.

Ich will hierbei bemerken, dass nach einer Mitteilung des Chefingenieurs bei Berechnung auf Winddruck die Angaben für die Stärke desselben mit Rücksicht auf den vor

einigen Jahren in St. Louis stattgehabten Zyklon ausserordentlich hoch gewählt wurden.

Fig. 11.

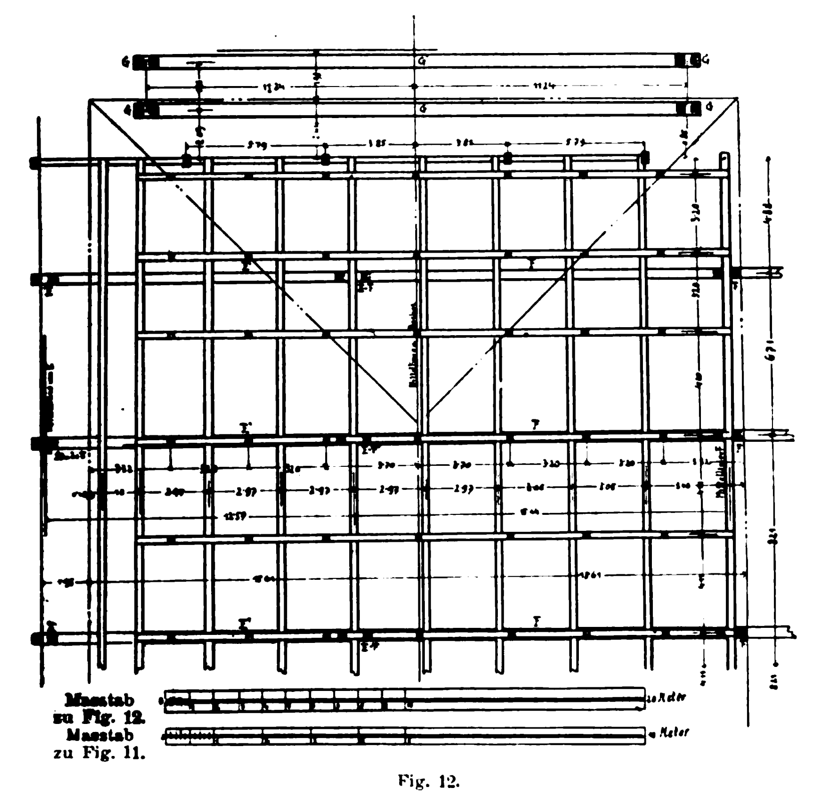
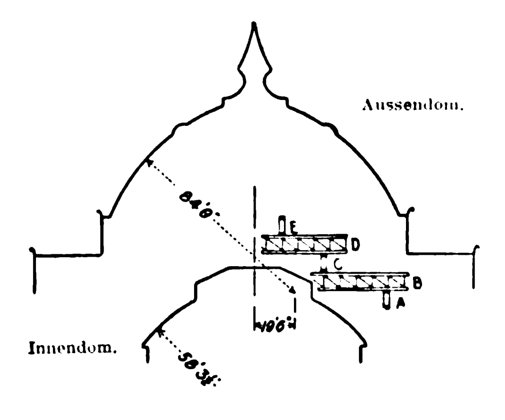


Fig. 12.

Im folgenden sei kurz einiges über die Art und Weise der Lösung der Kuppelkonstruktion bei der Festhalle gesagt.

Fig. 13 zeigt das Schema der Grundrisslösung. Da zwischen der Innenwand und der Aussenwand resp. Innendom und Aussendom sehr viel freier Platz war, so wurde mit dem Holz nicht gespart. In die vier Ecken der vier Umfassungswände wurden je zwei Pfeiler aufgestellt, über welche vier *Howe*sche Träger *A* verlegt wurden. Auf diese kamen unter 45 Grad geneigt, von Mitte zu Mitte reichend, vier andere *Howe*sche Träger *B* zu liegen und so fort, dass auf diese Weise fünf *Howe*sche Fachwerke *A*—*E* mit Spannweiten von 69 Fuss (2070 cm) bis herab zu 28 Fuss (840 cm), bis zur Spitze sich verjüngend, übereinander aufgesetzt wurden. Ergab dies an und für sich schon eine gute Versteifung, so wurde diese noch erhöht durch die Konstruktion zur Aufnahme der Dachdeckung. Nach aussen hin geschah die Deckung, wie bereits erwähnt, mit Dachpappe, im Innern wurde im Gegensatz zu den anderen Gebäuden die Holzkonstruktion vollständig verdeckt durch eine andere Holzkonstruktion, welche mit Stuck verkleidet wurde. Ich will noch hinzufügen, dass der Zwischenraum zwischen dem inneren und äusseren Dom über 60 Fuss (1800 cm) beträgt.

Die ganze Festhalle wurde



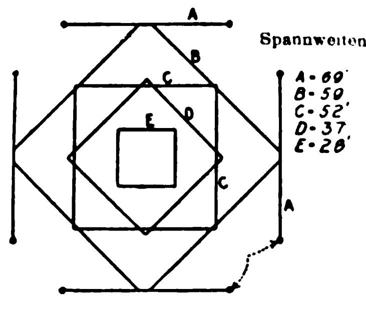


Fig. 13.

über einer grossen Erdhöhlung errichtet. Dies hatte zur Folge, dass die Ecksäulen auf guten Betonfundamenten (meines Wissens die einzige bei all den grossen Bauten)

aufgesetzt wurden und für die Aufnahme des Fussbodens eine ziemlich schwere Pilotenfundierung vorzunehmen war.

Nachstehende Tabelle enthält die Angaben über die Ausdehnung, die Gesamtkosten und die Kosten f. d. Quadratfuss für die Hauptgebäude.

Schliesslich mögen die vom Chefingenieur *Markman* ausgerechneten Werte über die Gewichte des Materials an einem einzigen Gebäude f. d. Quadratfuss bedeckter Fläche hinzugefügt werden:

Gewicht der Säulen	3,62	lbs.
Eiserne Verbindungsstücke	0,34	„
Fachwerke, Versteifungs- und Querbalken	8,97	„
Zugstangen u. eiserne Verbindungsstücke	0,50	„
Summe	13,43	lbs.

Daraus ergibt sich also, dass das Gewicht der Tragkonstruktion, nicht einbezogen das Gewicht der Dachsparren und der Dachdeckung, f. d. Quadratfuss bedeckter Bodenfläche ein Gewicht ergibt von 13,43 lbs., woraus man auch auf die ausserordentlichen Materialmengen und insbesondere auf die Holzmengen einen Schluss ziehen kann.

Gebäude	Die vom Dach bedeckte Grundfläche i. Quadratfuss	Umfang	Kosten (Dollar) Gesamt	Kosten (Dollar) f. d. Quadratfuss
Landwirtschaftliches .	809.800	500xl, 600	529.940	0.655
Erziehung und Schulen	245.000	525x 750	319.399	1.298
Elektrizitäts-	290.700	525x 600	399.940	1.032
Fische, Wald und Wild	175.150	300x 600	173.000	0.960
Schöne Künste . . .	61.658	350x 175	609.387	9.883
Schöne Künste (Ostflügel)	68.395	200x 400	167.870	2.454
Schöne Künste (Westflügel)	68.395	200x 400	167.870	2.454
Gartenbau	236,940	300x 800	228 872	0.966
Freie Künste . . .	391.172	525x 600	475.000	1.214
Maschinen	402.016	525x 800	496.957	1.236
Manufaktur	577.960	525xl, 200	719.399	1.246
Bergwesen	439.600	525x 750	498.000	1.133
Verkehrswesen . . .	668.700	525xl, 200	692.000	1.035
Verschiedene Industrien	447.900	525xl, 200	669.000	1.494
Regierungsgebäude d. Vereinigten Staaten	162.244	200x 850	373.980	2.305
Festhalle	41 700		218.184	5.230
Pavillons	7.040		54.870	7.794

Fortschritte auf dem Gebiete der Maschinenelemente.

Schraubensicherungen.

Welche Wichtigkeit der Sicherung dieses Maschinenelementes beigemessen wird, ist aus der grossen Zahl der Wege zu ersehen, welche die erfinderische Tätigkeit mit mehr oder weniger Erfolg beschritten hat, um Mustergültiges hierin zu schaffen.

Wenn wir trotz aller Anstrengungen, die hier zu bemerken sind, erkennen, dass der Maschinenbau mit grosser Zähigkeit an der einfachsten Sicherung dieser Art, der Gegenmutter, festhält, so kann nur die Unzulänglichkeit des Gebotenen oder das unbegründete Misstrauen der Fabrikanten oder ihres Personals daran schuld sein.

Das vorhandene Material ist wohl einer kritischen Be-

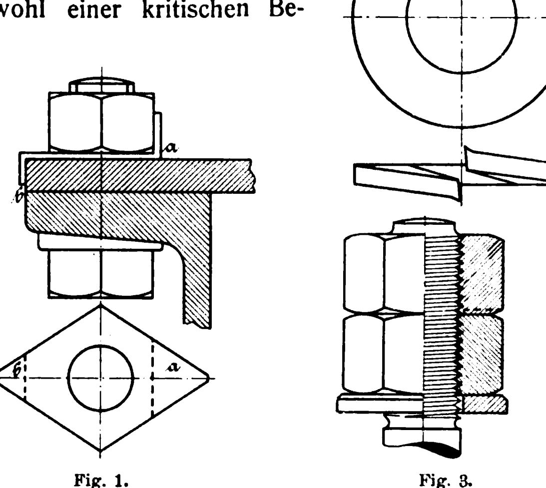


Fig. 2.

Fig. 1.

Fig. 3.

trachtung wert, die vielleicht dazu hilft, hier oder dort etwa unberechtigtes Misstrauen zu überwinden oder brauchbare Formen bekannt zu machen.

Ausser der Sicherung durch Gegenmutter finden wir die Anwendung der Stellschraube und Verbohren mittels Splintes *vor* oder *durch* die Mutter als übliche Ausführung. Bei ihr muss man den Nachteil in Kauf nehmen, dass man entweder auf das Nachziehen der Mutter verzichtet, oder sich damit begnügt, die locker gewordene Mutter vor dem Herabfallen zu sichern; es sei denn, dass man die äusserst umständliche Ausführung der Kronenmutter wählt, bei welcher für je eine sechstel Drehung der keilförmige, vor die Mutter gesetzte Splint durch eine andere Nute der Mutterstirn geschoben werden kann.

Muttersicherungen durch besondere Ausbildung der Unterlegscheibe nach Fig. 1 und 2 sind seitens einer grossen Elektrizitätsfirma zur Ausführung gebracht und seit Jahren in Benutzung. Diese Sicherungen dürften namentlich im Hebezeugbau von Vorteil sein.

Fig. 1 zeigt eine trapezförmige Scheibe, deren Ecken a und b, nachdem die Mutter festgezogen worden ist, umgebogen werden, um als Sicherung zu dienen, und Fig. 2 eine schräg gespaltene, ringförmige Scheibe, deren gehärtete Schnittkanten als Sperrwerk wirken und nur ein Anziehen der Mutter gestatten, beim Lösen aber zerstört werden.

Beide Ausführungen erfordern nach jedesmaligem Lösen der Verbindungen eine neue Scheibe.

Ueber den Wert der Gegenmutter und deren Ausführung sind die Meinungen im grossen und ganzen wohl genügend geklärt, und wohl kaum ist noch jemand im Zweifel darüber, dass man bei der üblichen Ausführung der Gegenmutter in gleicher Grösse wie die untere Hauptmutter stets Gefahr läuft, diese als Schraubenmutter ausser Wirkung gebracht und zur Unterlegscheibe herabgewürdigt zu sehen, wie Fig. 3 in übertriebener Darstellung zeigt.

Die Anwendung der Gegenmutter in geringerer Höhe kann diese Gefahr nicht gänzlich beseitigen, da der Hebelarm des verwendeten Schlüssels immer noch zu gross ist, um übermässiges Anziehen der Gegenmutter zu verhüten.

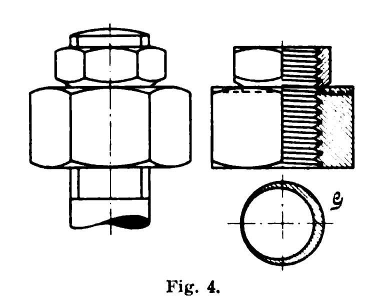


Fig. 4.

Die Gegenmutter von *Minne* soll gemäss einer Ausführung der „Revue industrielle“ die Eigenart der Gegenmutter, lediglich als Reibungsgesperre zu wirken, bewahren (Fig. 4).

Durch Herstellung der Gegenmutter mit geringerer

Schlüsselweite und geringerer Höhe gleichzeitig, will der Eigentümer des Erfindungsgedankens verhindern, dass die untere Mutter durch Dehnung des Bolzens entlastet wird. Durch die Gestaltung der Auflagefläche in so geringer Breite, dass nur der Schnitt durch den obersten Gewindegang *G* der unteren Mutter und umgekehrt durch Anziehen der Gegenmutter belastet wird, erreicht er eine starke Pressung in diesen zusammenliegenden beiden Gängen, welche wohl Gewähr für die gute Wirkung nach Art von Keil und Gegenkeil bieten dürfte. Dasselbe könnte erreicht werden, wenn man die untere Fläche der Gegenmutter in der punktiert angedeuteten Weise bis zum Spitzendurchmesser abdrehen würde, doch wäre dann der Schlüsselgrösse wegen Materialzerstörung zu befürchten.

Auf einem völlig von dieser Art verschiedenen Wege versucht ein anderer Erfinder, *Durand*, das Ziel zu erreichen (Fig. 5 und 6, s. „Revue industrielle").

Er fräst eine Längsnute in den Bolzen quer durch

Fig. 5.

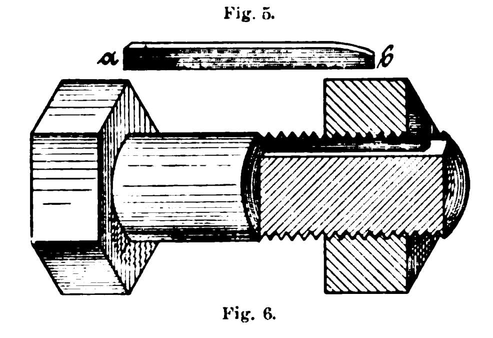


Fig. 6.

die Gewindegänge und legt in diese Nute einen keilförmigen Splint *a b* aus weichem Metall, in dessen äussere Kanten sich die Gewindegänge der darüber gezwängten Mutter eingraben. Durch Umnieten des oberhalb der Mutter hervorragenden freien Endes an dem kleinen Keil erzielt man eine gute Sicherung für Muttern, die nicht wieder gelöst werden sollen. Andernfalls ist nach jeder gewaltsamen Lösung der Mutter ein neuer Keil einzusetzen. Es unterliegt wohl keinem Zweifel, dass der *vorher* genannten Sicherung von *Minne* — einer Verbesserung der Gegenmutter — aus mehreren Gründen der Vorzug zu geben wäre: „denn erstens bleibt der Bolzen unversehrt und zweitens ist man von der Aufbewahrung eines so winzigen Reserveteiles, wie der Splint ihn darstellt, enthoben, abgesehen davon, dass beim Umnieten des Keilendes eine Beschädigung der Gewindegänge sehr wahrscheinlich eintreten wird."

Auch die Anordnung von *Blau*, Fig. 7 und 8 („Revue industrielle") bezweckt die Verbesserung der Gegenmutter. Er bohrt eine sechskantige Mutter *a* kegelförmig aus und füllt diese Bohrung mit einer genau passenden konischen Mutter *d d*, welche er zweiteilig herstellt und ohne Angriffspunkt für einen Schlüssel lässt. Bevor die untere sechskantige Mutter angezogen ist, muss die zweiteilige obere Mutter eingebracht werden und wird dann mit der unteren zusammen angezogen.

Der Wunsch des Erfinders ist nun, dass die obere Mutter sich in den Hohlkegel der unteren fester hineinzieht und hierdurch ein Zusammenpressen der beiden konischen, sich nicht berührenden Hälften erfolgt, welches eine gute Sicherung ergeben würde. Dazu aber wäre notwendig, dass eine achsiale Verschiebung zwischen den beiden Muttern stattfände, die aber, da beide mit dem gleichen Gewinde versehen sind, nicht eher stattfinden kann, als bis die Gewindegänge der unteren Mutter ausser Funktion treten. Das bedingt aber die Zerstörung der wenigen unteren Gewindegänge oder Spannung des Bolzens zwischen beiden Muttern. Letzteres ist aber nur

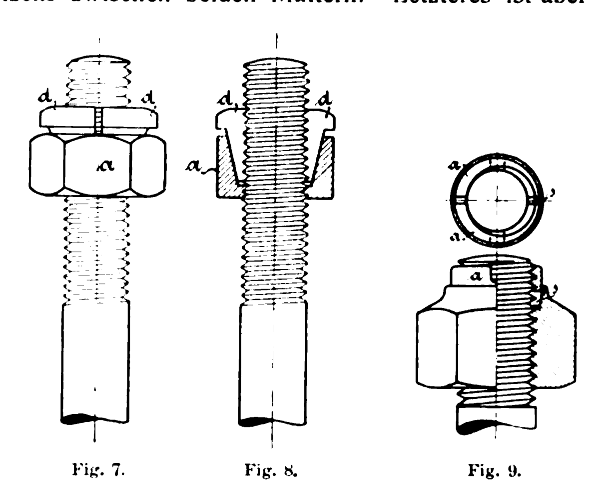


Fig. 7. Fig. 8. Fig. 9.

möglich, wenn die obere zweiteilige Mutter *d d* sich unabhängig von der unteren vorwärts dreht.

Da die Konstruktion des zweiteiligen Konus *d d* dieses aber ausschliesst, so wäre es zweckmässig, wenn das untere Sechskantstück ohne Gewindegänge ausgebildet, also lediglich eine konische Unterlegscheibe wäre.

Abgesehen von der verhältnismässigen Kostspieligkeit dürfte diese Anordnung keineswegs eine Verbesserung bisher bestehender Systeme darstellen.

Der Erfindungsgedanke hätte nur ein wenig in der Richtung weiter ausgesponnen werden dürfen, welche *Minne* in seiner Ausführung verfolgt: Erzielung erhöhter *Reibung* unter Wirkung aller Gänge der Gegenmutter, *hervorgerufen* aber nur in *einem* Gange. In der Fig. 9 ist dieses Ziel in einfacher und wenig kostspieliger Weise erreicht. Ein schmiedeeisernes Rohrstück *a* ist innen mit Gewinde versehen und am unteren Ende schwach konisch gedreht. Soweit der Konus reicht, wird das Rohrstück mit einem schmalen Spalt *s* versehen. In der etwas erhöhten Mutter befindet sich eine für den Konus passende Ausdrehung, in welche das Rohrstück mit Hilfe eines Hakenschlüssels fest eingeschraubt wird. Durch Wahl der Neigung des Konus kann der Druck beliebig hoch gesteigert worden. Die ausserordentlich starke Klemmung umfasst nur einen Gewindegang und gewährleistet eine vorzügliche Sicherung in beliebiger Mutterstellung ohne Rückwirkung auf die untere Mutterfläche und dürfte auch bei starken Erschütterungen genügen.

Die gefällige Form der Ausführung macht sie auch wohl geeignet, bei sauber ausgeführten Maschinenteilen Anwendung zu finden, z. B. an den Bolzenmuttern von Schubstangenköpfen u. a. m.

Der Vorzug der grössern Billigkeit in der Ausführung dürfte dieser Abänderung der Sicherung von *Blau* ebenfalls zugesprochen werden müssen.

Ueber einige eisenbahnsignal-technische Neuigkeiten.

Von **L. Kohlfürst.**

I. Ergänzungen und Vervollkommnungen zu mechanischen Stellwerksanlagen oder zu Blocksignaleinrichtungen.

An den Signal- und Weichenstellwerken werden unausgesetzt Weiterungen oder Besonderheiten anzufügen gesucht, welche die Leistung dieser Anlagen erhöhen sollen. Aus naheliegenden Gründen bleibt es dabei aber dringend erstrebenswert, dass mit der Beifügung keine nachteilige Arbeitsvermehrung oder sonstige Erschwernisse für die Bedienungsmannschaft verbunden sei, durch welche die erzielten Vorteile wieder eine unliebsame Einbusse erleiden. Diesen besonderen Zweck, nämlich die Vereinfachung der Handhabung verfolgt beispielsweise die in Fig. 1 und 2 schematisch dargestellte *Fahrstrassensicherung* von *Schmidt* & *Bachmann* in M.-Gladbach, die eine neue Ausführungsform für jene bekannten Anordnungen dieser Gattung bildet, bei denen mit Beihilfe einer Sperrschiene s und eines Streckenstromschliessers T eine Aenderung der Fahrstrasse so lange verhindert wird, bis der Zug sowohl die letztere als die erstere vollkommen überfahren hat, so dass eine *vorzeitige* Weichenstellung durchaus unmöglich gemacht ist. Diese Bedingung soll sich vorliegendenfalls erfüllen, ohne dass es der Stellwerkswärter behufs Durchführung der zugehörigen Handhabungen erst nötig hat, den Weg zwischen den verschiedenen Stellhebeln öfter als einmal zurückzulegen; vielmehr reicht hierzu die Bedienung der Weichenhebel W, dann die des Sperrschienenhebels H, des Fahrstrassenhebels f, der Blocktaste t und schliesslich des Signalhebels S in der regelrechten gewöhnlichen Art und Reihenfolge ohne weiteres aus.

Fig. 1.

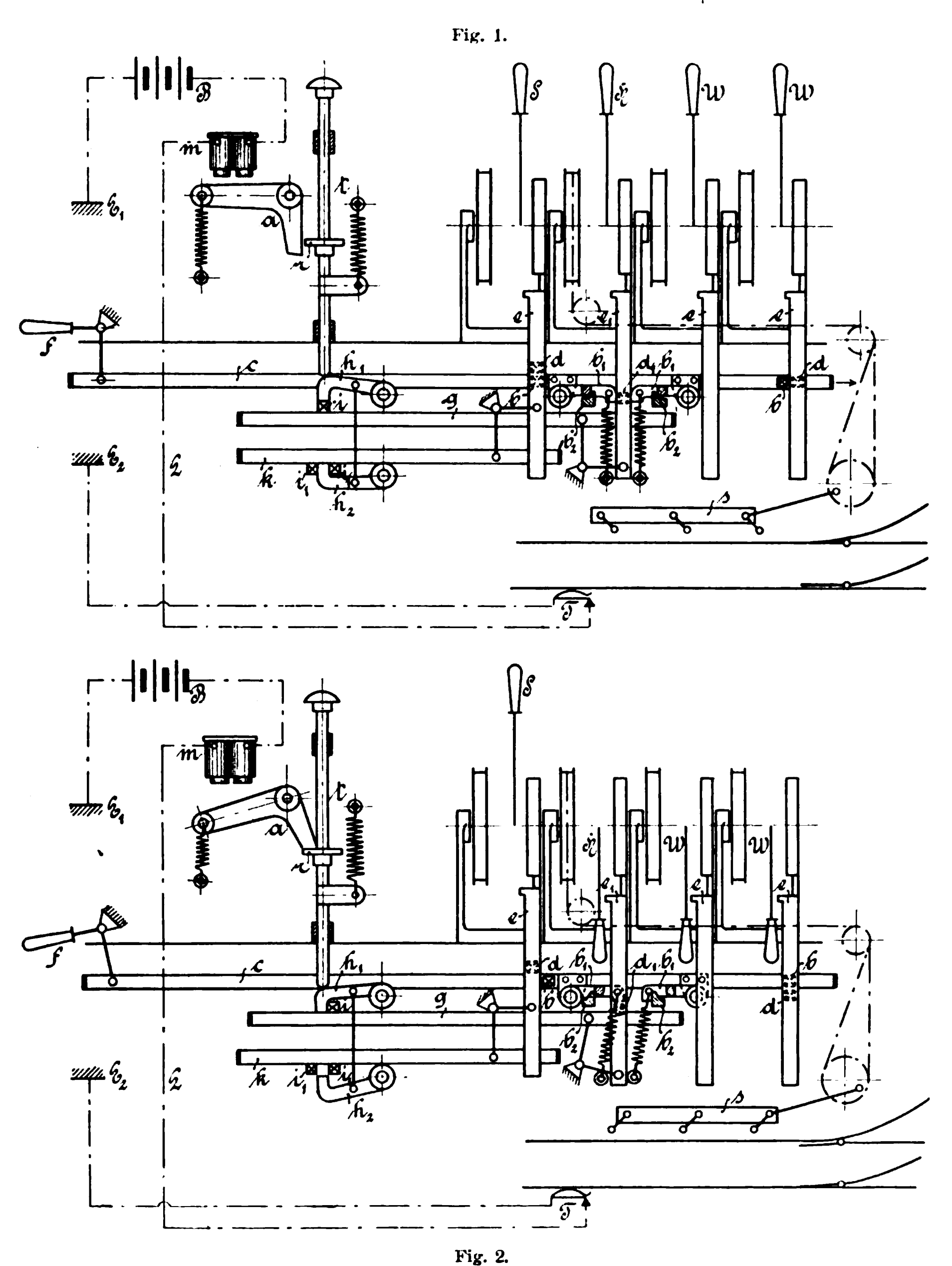


Fig. 2.

Hierzu erhält nämlich der Fahrstrassenhebel f auch nur zwei Stellungen, wogegen dem Sperrschienenhebel H anstatt der üblichen im Stellwerk selbst angebrachten Sperren ein Schieber g angelenkt wird, dessen Festlegung die Blocktaste t mitbesorgt, die auch das Signal freigibt, wenn der Elektromagnet m vom Streckenstromschliesser T betätigt wird. Mit dem Fahrstrassenhebel f steht die Schubstange c in Verbindung, die mit festsitzenden Verschlusstücken b und mit zwei federnden Klinken b_1 ausgerüstet ist. Hiervon haben die Stücke b die Bestimmung, mit den Verschlusstücken d zusammenzuwirken, die auf den zum Signalhebel S und zu den Weichenstellhebeln gehörenden Riegelstangen e sitzen, während die beiden Federklinken b_1 mit dem Verschlusstück d_1 der Riegelstange e_1 des Sperrschienenhebels H zusammen arbeiten und ausserdem von den beiden im Werksgestell fest angebrachten Nasen b_2 beeinflusst, d. h. festgelegt oder freigegeben werden. Um schliesslich die abhängige Verbindung mit der Blocktaste t herzustellen, ist an die Riegelstange e_1 des Sperrschienenhebels H die Schieberstange g angelenkt, welche das Sperrstück i trägt und desgleichen die Riegelstange e des Signalhebels S mit einer zweiten bezw. dritten Schieberstange k gekuppelt, auf welcher die Falle i_1 sitzt. Zwei nach aufwärts federnde, durch eine Gelenkspange miteinander verbundene Klinken h_1 und h_2 wirken auf i bezw. i_1 i_1 und werden durch die Lage der Stange der Blocktaste t beeinflusst.

Die Wirkungsweise und Bedienung der Einrichtung lässt sich auf Grund der gegebenen Beschreibung unschwer verfolgen: Sobald die Weichenstellhebel aus der in Fig. 1 gekennzeichneten Grundstellung in ihre zweite in Fig. 2 ersichtlich gemachte Lage gebracht worden sind, zieht der Wärter den Sperrschienenhebel H und legt sodann den Fahrstrassenhebel f um, der durch die eben besprochene, vorausgegangene Stellhebelhandhabung frei gemacht wurde. Beim Umlegen des Hebels f fängt sich dessen Schubstange c, wie Fig. 2 zeigt, mit der einen ihrer Klinken b_1 an der Nase b_2, wobei das Kopfende der

Klinke zugleich über das Sperrstück d_1 der Riegelstange e_1 des Sperrschienenhebels H tritt, daher b_1, wenn der Wärter später beim Einziehen des Hebels H die Stange e_1 wieder hochbringt, durch d_1 ausgehoben wird. Bei der vorhin bewerkstelligten Umlegung des Sperrschienenhebels H hat die Riegelstange e_1 auch die Schieberstange g nach rechts geschoben, wobei das Sperrstück i unter h_1 weggezogen wurde; der Wärter kann somit die Taste t nach abwärts drücken. Hierdurch wird die Klinke h_2 aus der Falle i_1 i_1 ausgehoben und auch die Schieberstange k frei gemacht, so dass nunmehr der Hebel S umgelegt, d. h. das Signal auf *Freie Fahrt* gezogen werden kann. Zugleich wurde durch die niedergegangene Tasterstange t die Schieberstange g, mithin auch die Riegelstange e_1 und der Sperrschienenhebel H festgelegt, und zwar bis auf weiteres dauernd gesperrt, weil das als Anker des Elektromagnetes m eingerichtete Winkelstück a sich beim Niedergang der Stange vor den Ring r gestellt hat und den Rückgang von t nach aufwärts unmöglich macht.

Sobald jedoch später der mit den Spulen des Elektromagnetes m und mit einer Batterie B durch die Leitung L und die Erdleitung E_1 E_2 elektrisch verbundene Streckenstromschliesser T, der in unmittelbarer Nähe der Sperrschiene s ins Gleis eingebaut ist, vom Zug befahren wird, lässt der nun von m angezogene Sperrwinkel a die Taste t los, so dass sie durch Federzug in die Grundstellung, wie sie Fig. 1 zeigt, emporgeht. Zieht hierauf der Wärter durch Rückstellung des Hebels S die Fahrterlaubnis wieder ein, wobei ersichtlichermassen auch das Klinkenpaar h_1 h_2 seine Ursprungslage (Fig. 1) zurückgewinnt, so ist damit die elektrische Sperre des Hebels H gelöst. Nunmehr kann auch wieder die Rückstellung des Sperrschienenhebels erfolgen, sobald die zweite durch den Zug bei s bewirkte Festlegung ebenfalls aufhört, was in dem Augenblick geschieht, in dem die letzte Radachse des Zuges über s hinweg gelangt ist. Bei der Rückstellung des Hebels H hebt e_1 die Sperrklinke b_1 aus und bringt auch die Schieberstange g in ihre ursprüngliche Lage (Fig. 1) zurück, so dass der auf diese Weise wieder freigewordene Fahrstrassenhebel f umgelegt werden kann, worauf schliesslich auch noch die Weichenhebel ihre Grundstellung zurückerhalten und die Gesamtanordnung die in Fig. 1 dargestellte Normallage wieder einnimmt. Man sieht hieraus, dass bei der vorliegenden Anordnung in der Tat für die Freigabe der Zugfahrten die Stellwerksbedienung, sowohl was die Handhabungen als deren Reihenfolge anbelangt, ganz der sonst üblichen entspricht und dass hierdurch die Vorteile, welche die Erhöhung der Sicherheit an den zugrunde gelegten Anordnungen mit elektrischer und mechanischer Fahrstrassensperre gewähren, in keiner Weise erst durch Erschwerungen im Stellwerksdienste erkauft zu werden brauchen.

Fig. 3.

Bei den *Siemens & Halske*schen *Blocksignalwerken* älterer Anordnung ist es vorgekommen, dass Signalwärter, die aus Nachlässigkeit einem Zuge nicht rechtzeitig die Fahrterlaubnis erteilten, dieses Versäumnis zu verdecken und als gerechtfertigt hinzustellen versuchten, indem sie das *weisse* Feld ihres Blockwerkes in *rot* umwandelten und behaupteten, die Entblockung sei seitens

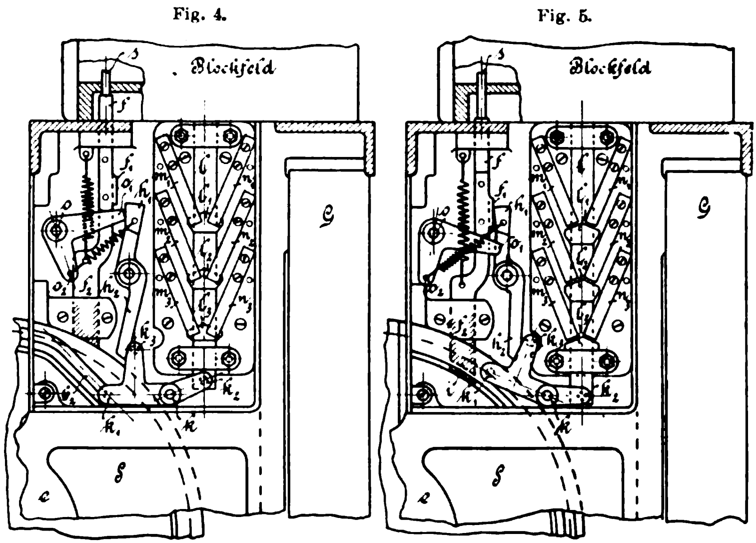


Fig. 4. Fig. 5.

der vorausliegenden Blockstelle noch nicht eingelangt. Ebenso war es nicht ausgeschlossen, dass lediglich aus Irrtum, Uebereifer oder Vorwitz eine Blockbedienung früher stattfand, bevor der Zug den Blockabschnitt wirklich vollständig verlassen hatte. In beiden Fällen wird der rückwärts liegende Blockabschnitt freigegeben, obwohl er noch besetzt ist. Man hat nun die gedachten zwei Möglichkeiten durch besondere, der gewöhnlichen Einrichtung beizufügende Verschlussanordnungen bekämpft, nämlich die erstere durch die sogen. *mechanische Druckknopfsperre* und die zweite mittels der *elektrischen Druckknopfsperre*. Hiervon erfüllt die erstere bekanntlich ihre Aufgabe in der Weise, dass sie nach jeder Zugfahrt eine neuerliche Bedienung der Drucktaste (Blocktaste) nur gestattet, wenn der Stellhebel des betreffenden Signals vorher tatsächlich mindestens einmal von *Halt* auf *Freie Fahrt* gestellt und alsdann wieder auf *Halt* zurückgebracht worden ist. Die *elektrische Sperre* wird einfach durch eine Ankerklinke bewirkt, die, wie beispielsweise a in Fig. 1 und 2, von einem Elektromagnet ausgelöst wird, dessen Erregung unmittelbar vom Zug geschieht, indem derselbe beim Verlassen des Blockabschnittes einen Streckenstromschalter überfährt und hierdurch den Stromkreis des vorgedachten Elektromagnetes schliesst.

Im letzten Jahre ist nun aus den Werkstätten der Berliner Signalbaufirma *Zimmermann & Buchloch* eine neue Anordnung der *mechanischen Druckknopfsperre* hervorgegangen, bei der die oben erwähnte Abhängigkeit zwischen Signalstellvorrichtung und Druckkopf (Blocktaste) von einem Steuerhebel vermittelt wird, dessen Bewegungen von einer in der Seilscheibe des Signalstellhebels eingeschnittenen Führungsnut bestimmt werden und der gleichzeitig eine zur elektrischen Blocksperre gehörende Kontaktvorrichtung zwangläufig steuert. Bei dieser durch Fig. 3 im Querschnitt der Grundstellung und durch Fig. 4 und 5 in den zwei weiteren Hauptstellungen ersichtlich gemachten Einrichtung wird die Verschlusstange $f\,f_1\,f_2$, sobald sie infolge der vorher eingelaufenen Entblockungsströme hochging, durch die abgesetzte Verstärkung bei f_1, der sich der Arm h_1 des zweiarmigen Hebels $h_1\,h_2$ entgegenstellt, neuerdings festgelegt, so dass trotz der vorgedachten vom Nachbarwärter eingelangten Freigabe eine sofortige Bedienung des Blockfeldes nicht möglich ist. Soll letztere erfolgen können, dann muss vorerst h_1 zur Seite gerückt bezw. h_2 nach links verschoben worden sein, was durch einen Rollenstift k_3 geschehen kann, der aus dem um k drehbaren Steuerhebel $k_1\,k_2\,k_3$ seitlich vorragt und sich gegen h_2 lehnt. Die Betätigung des Steuerhebels besorgt die den Signalflügel umlegende Seil- oder Kettenrolle S mit Hilfe der Führungsnut $b\,b_1\,b_2$, in die ein bei k_1 angebrachter Lenkstift eingreift. Wird also vom Wärter eine Fahrterlaubnis erteilt, indem er in gewöhnlicher Weise nach dem Ausklinken der Handfalle F den Signalstellhebel H so weit umlegt, dass die Klinke d bei e_2 einfällt, so hat die Nut $b_1\,b_2$ der sich in Uebereinstimmung mit H drehenden Rollenscheibe S den Arm k_1, wie Fig. 4 ersichtlich macht, nach links gezogen, daher auch k_3, auf h_2 wirkend, den Arm h_1 unter f_1 weggedrückt. Hierbei stellt sich der mit h_1 durch eine Zugfeder verbundene, bei o drehbare Winkelhebel $o_1\,o\,o_2$ mit o_1 vor das verstärkte Ende h_1 und legt sonach die stattgehabte Ausrückung des Sperrhebels $h_1\,h_2$ fest. Ungeachtet dieser Beseitigung des bei f_1 durch durch h_1 bestandenen Hindernisses ist aber die Benutzung der Druckknopfstange noch immer nicht möglich, weil bei der in Fig. 4 dargestellten Lage, d. i. solange das Signal *Freie Fahrt* zeigt, die Rollenscheibe S mit vollem Rand unter dem Fussende f_2, der Stange $f\,f_1\,f_2$ steht und aus diesem Grunde nicht niedergedrückt werden kann.

Bringt jedoch der Wärter nach Durchfahrt des Zuges das Signal auf *Halt* zurück, dann gewinnen die Teile H, F, S und der Steuerhebel $k\,k_1\,k_2\,k_3$ die in Fig. 3 gekennzeichnete Lage zurück, wogegen der Hebel $h_1\,h_2$ und der Winkel $o_1\,o\,o_2$ die in Fig. 4 ersichtlich gemachte ausgerückte Lage beibehalten. Erst jetzt steht der Bedienung des Blockfeldes kein Hindernis mehr entgegen, weil ja bei der Signallage für *Halt* die Sperrfalle i der Scheibe S sich unter f_2 befindet. Wird nunmehr durch Niederdrücken der Druckknopfstange und Anwendung des Magnetinduktors die Signalstellvorrichtung in der Haltlage festgelegt, so tritt das Fussende von f_2 als Sperriegel in die Falle i, während gleichzeitig das Niedergehen der Stange $f\,f_1\,f_2$ die Ausrückung des Winkels $o_1\,o\,o_2$ bewirkt, worauf sämtliche Teile die in der Fig. 5 dargestellte Lage einnehmen. Erfolgt später seitens der Nachbarstation die Entblockung, so geht die Stange $f\,f_1\,f_2$ so weit empor, dass h_1 unter f_1 einschnappt und sonach auch die Hebel h_1, h_2 und $o_1\,o\,o_2$ ihre Grundstellung, wie sie Fig. 4 zeigt, zurückerhalten haben.

Auf die elektrische, im Blockfeld selbst einzubauende Blocksperre, von der jede beliebige Anordnung gewählt werden kann, übt die geschilderte Einrichtung nur insofern einen unmittelbaren Einfluss aus, als der Arm k_2 des Steuerhebels $k\,k_1\,k_2\,k_3$ an die Schubstange l einer Kontaktvorrichtung angelenkt ist und daher bei der in Fig. 4 dargestellten Lage der Rollenscheibe S bezw. der Führungsnut $b_1\,b_2$, welche der Signalstellung *Freie Fahrt* entspricht, den Schieber l hochgeschoben hält, wogegen bei jeder anderen Lage von $b_1\,b_2$ der Schieber l nach abwärts gezogen bleibt. Ersterenfalls werden durch l zwei, drei oder mehrere in den Stromkreis des Elektromagnetes der in Rede stehenden Blocksperre eingeschaltete Unterbrecher $m_1\,n_1$, $m_2\,n_2$, $m_3\,n_3$ . . . . . in Schluss gebracht, während dieselben bei herabgezogenem Schieber l keinen Stromweg herstellen. Der Kontaktschieber l bezw. der Steuerhebel $k\,k_1\,k_2\,k_3$ macht also die elektrische Blocksperre solange betriebsfähig, als das Signal *Freie Fahrt* zeigt, stellt dieselbe aber für alle übrige Zeit durch Einfügung mehrfacher Unterbrechungsstellen in den Stromkreis ausser Dienst. (Fortsetzung folgt.)

Bücherschau.

Die Fabrikation der Soda nach dem Ammoniakverfahren. Von *H. Schreib.* Mit 104 Abbildungen und 3 Tafeln. Berlin, 1905. Julius Springer.

Die Ammoniaksodaindustrie unterschied sich bisher von der *Leblanc*sodaindustrie ganz wesentlich dadurch, dass von ihr nur die allgemeinen Grundzüge bekannt waren, nach denen man arbeitete, dass aber die Einzelheiten der Verfahren und Apparate von allen Fabriken sorgfältig geheim gehalten wurden. Während deshalb die *Leblanc*sodaindustrie mit Vorliebe zum Gegenstand praktisch-wissenschaftlicher Untersuchungen gemacht wurde, so kamen bei der Ammoniaksodaindustrie jedem Werke nur die in ihm selbst gemachten Erfahrungen zugute. Dass trotzdem diese letztere Industrie einen so gewaltigen Aufschwung genommen hat, dafür liegt der Grund nicht in dieser Geheimniskrämerei, sondern in anderen Ursachen, nämlich darin, dass man hier ein viel einfacheres und weniger kostspieligeres Arbeitsverfahren hat. Indessen ist auch dies Verfahren immer noch ausserordentlich verbesserungsfähig, da seine sonstigen Vorzüge so lange noch nicht voll zur Wirksamkeit kommen können, als es noch immer mit einer grossen Verschwendung an Kochsalz arbeitet, wie es jetzt der Fall ist. An diesen Verbesserungen mitzuarbeiten sind aber nicht nur die einzelnen Fabriken, sondern auch die weitesten Kreise berufen, da es im allgemeinen volkswirtschaftlichen Interesse liegt, wenn in keiner Fabrikation mit Rohstoffen verschwenderisch gearbeitet wird.

Unter diesen Umständen ist das vorliegende Buch freudig zu begrüssen, das als die erste systematische Zusammenfassung der Ammoniaksodafabrikation auf der Grundlage eigener und nicht veralteter Erfahrungen bezeichnet werden darf. Zwar bringt schon der dritte Band von *Lunges* Sodaindustrie eine Darstellung des Ammoniaksodaverfahrens, aber einerseits ist diese Abhandlung nunmehr schon fast zehn Jahre alt, und anderseits konnte sich deren Verfasser nur auf Material stützen, das allgemein zugänglich war. Nun ist es aber bekannt und wird auch in dem vorliegenden Buch wiederholt hervorgehoben, dass dies von den einzelnen Ammoniaksodafabriken namentlich auch in Patentschriften veröffentlichten Material vielfach geradezu auf Irreführung weiterer Kreise berechnet war.

Das vorliegende Buch wird übrigens nicht nur für den Sodaindustriellen, sondern auch für andere Techniker, namentlich für diejenigen, die sich mit dem Apparatenbau für die chemische Industrie beschäftigen, von grösster Wichtigkeit sein. Denn die zahlreichen hierin beschriebenen Apparate werden auch in anderen Industrien entweder unmittelbar Anwendung finden können oder sich mit entsprechenden Abänderungen zu ähnlichen Zwekken benutzen lassen.

Rauter.

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

86. Jahrg., Bd. 320, Heft 15. **Berlin, 15. April 1905.**

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Das neue Geschäftshaus der „New York Times“ in New-York City.

Anfang dieses Jahres ist in New-York ein neues Turmgebäude vollendet worden, das in vieler Hinsicht beachtenswert ist, das neue Geschäftshaus der „*New York Times*“, einer der grossen Zeitungen Amerikas.

Die Zeitung besass bereits ein eigenes Heim in der Nähe der *City Hall*, am *Park Row*, das jedoch mit nur rund 2000 qm Grundfläche bald nicht mehr genug Platz bot. Die Gesellschaft entschloss sich daher vor nicht ganz drei Jahren, ein grösseres Haus zu bauen, sie wählte als Platz einen ausgezeichneten Punkt verhältnismässig weit in der oberen Stadt, am Schnittpunkt des *Broadway* mit der *7. Avenue*, zwischen der 42. und 43. Strasse.

Diese Gegend gehört heute noch nicht zu dem eigentlichen Geschäftsviertel, indes nimmt die Zeitung an, und das wohl mit Recht, dass in nicht allzuferner Zeit sich der Geschäftsverkehr mehr dahin wenden wird; schon jetzt spielt die Entfernung von *City Hall* nach der 42. Strasse (4,8 km) kaum noch eine Rolle, da sie mit der im November 1904 eröffneten Tiefbahn, der *Rapid Transit Subway*, in acht Minuten zurückgelegt wird. Auch die Nachbarschaft der grössten Bahnhöfe, der schon bestehenden *Grand Central Station* (42. Strasse) und der voraussichtlich in wenigen Jahren vollendeten *Pennsylvania Station* in der 33. Strasse, so wie die Nähe der neuen Brücken nach *Brooklyn* wird den Verkehr mehr und mehr nach der Gegend des *Times Square*, wie der Platz des neuen Gebäudes benannt worden ist, lenken.

Massgebend für die Wahl des Platzes mag auch der Umstand gewesen sein, dass der Block zwischen den genannten vier Strassen nur für ein einziges Gebäude Platz bietet, er ist nämlich nur 500 qm gross, so dass das Gebäude allseitig frei ist und nach allen Richtungen ausgezeichnet als Reklamebau wirkt, und schliesslich ist die unmittelbare Berührung mit der viergleisigen Tiefbahn, auf der das Gebäude zum Teil steht, und der eigene Bahnhof im ersten Untergeschoss eine Auszeichnung, die kein anderes Gebäude in New-York weiter aufzuweisen hat.

Die geringe Grundfläche machte natürlich den Bau eines vielstöckigen Gebäudes zur Bedingung, ebenso verlangte die Reklame ein besonders hohes Bauwerk. Somit entstand ein Turm, dessen Dach gegenwärtig absolut genommen den höchsten Punkt in einem Umkreis von 20 km darstellt, wenn auch das Gebäude selbst vom Erdboden an nur das zweithöchste in New-York ist (s. Fig. 1).

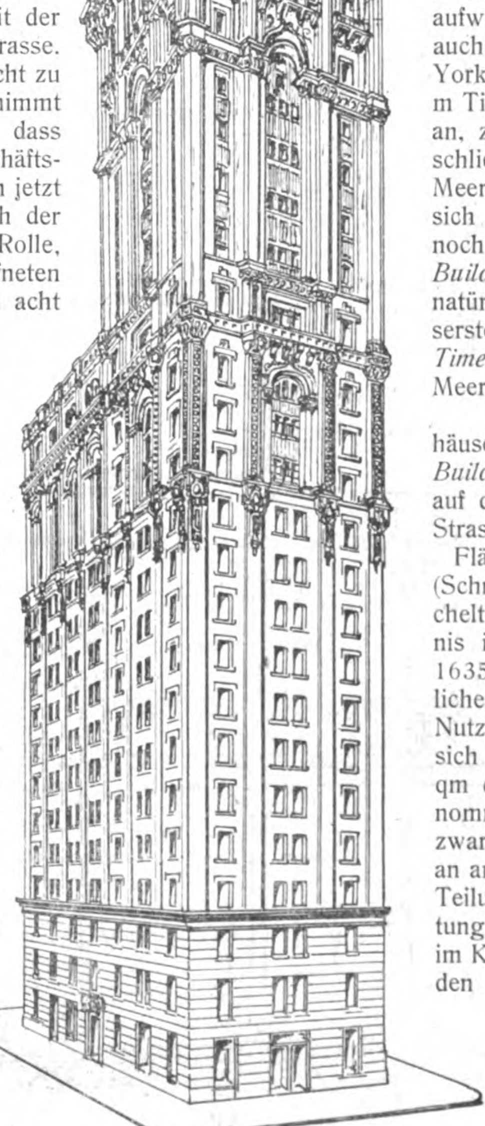


Fig. 1. Times Building.

Es sind drei Untergeschosse und fünfundzwanzig Geschosse über der Erde ausgeführt worden, die eine Tiefe von 17,44 m bezw. eine Höhe von 110,22 m, zusammen also eine Höhe von 127,66 m aufweisen. Das bisher absolut, relativ auch jetzt noch höchste Gebäude in New-York, das *Park Row Building*, hat 9,6 m Tiefe, 115,4 m Höhe vom Erdboden an, zusammen also 125,0 m, und wenn schliesslich noch die Höhe über dem Meeresspiegel verglichen wird, so ergibt sich das *Times Building* mit 125,80 m noch um 26 cm höher als das *Park Row Building* mit 125,54 m, für die Zeitung natürlich ein grosser Triumph. Die äusserste Spitze des Flaggenknopfes auf dem *Times Gebäude* ist 144,8 m über dem Meer.

Wie fast alle grossen Geschäftshäuser in Amerika, hat auch das *Times Building* erweiterte Untergeschosse, die auf drei Seiten unter die Fusswege der Strassen greifen. In Fig. 2 sind die Flächenräume eines Obergeschosses (Schnitt) und der Untergeschosse (gestrichelt umgrenzt) zu sehen, das Verhältnis ist 1 : 3,26 (oben 500 qm, unten 1635 qm), es ist also ein ganz erheblicher Raumgewinn erzielt worden. Die Nutzfläche des ganzen Gebäudes stellt sich auf 10 750 qm, von denen 4 600 qm durch die Zeitung in Anspruch genommen sind, während der Rest, und zwar sind dies die Stockwerke 2—12, an andere Geschäfte vermietet wird. Die Teilung des Geschäftsbetriebes der Zeitung in zwei Gruppen, Druckerei usw. im Keller, Redaktion, Setzersaal usw. in den höchsten Stockwerken, bildet bei den vorzüglichen Verkehrs- und Transportmitteln im Gebäude kein Hindernis.

Die Bedingungen für den Entwurf des Gebäudes stellten an In-

genieure und Architekten erhebliche Anforderungen. Die grössten Schwierigkeiten ergaben sich aus dem Eindringen der Tiefbahn in die Fundamente des Gebäudes, was nicht zu vermeiden war, da die Bahngesellschaft unbeschränkte Verfügung über die Linienführung hatte und Höhe des Gebäudes und dessen freier Stellung einen erheblichen Wert annimmt. Für die Beanspruchung durch Wind sind 147 kg/qm zugrunde gelegt, alles ist so steif ausgeführt, dass Schwingungen bei Windstössen nicht zu erwarten sind.

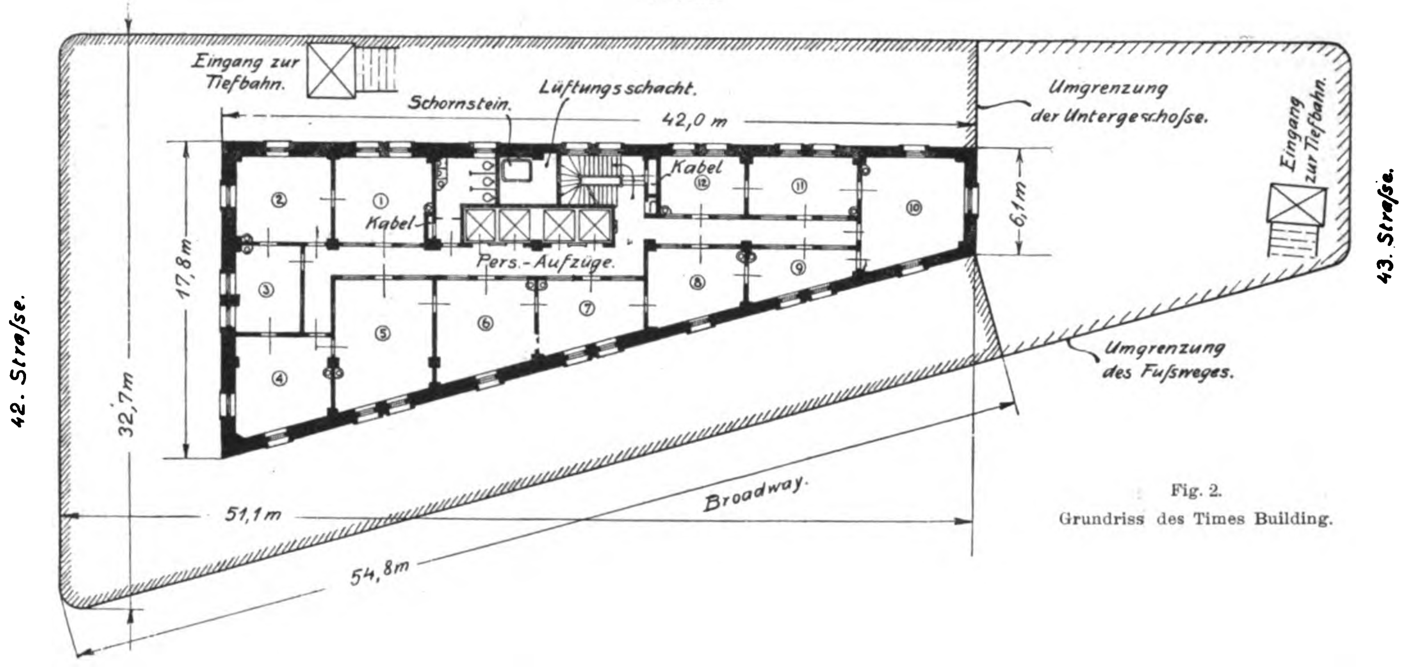


Fig. 2.
Grundriss des Times Building.

natürlich auf ihrem Rechte bestand. Die Fundamentpfeiler des Gebäudes mussten sich der Bahn anpassen, und in den unter der Bahn befindlichen Räumen mussten Stützpfeiler für diese geduldet werden. Insbesondere war auf volle Betriebssicherheit der Bahn zu sehen, anderseits mussten die Fundamente des Gebäudes möglichst vor den Erschütterungen des Bahnbetriebes bewahrt bleiben. Die Lösung der Aufgabe ist schliesslich so erfolgt, dass zwar die Fundamentkonstruktionen der beiden Bauwerke sich vollständig durchdringen, dass sie sich aber an keiner Stelle berühren.

Ein zweiter schwieriger Punkt war die Berücksichtigung des Winddruckes, der bei der

Ein weiterer Hauptgesichtspunkt für alle Konstruktionen und Einrichtungen war die Feuersicherheit.

Für den Architekten lag die Aufgabe vor, aus schmalen langen Wänden ein gefälliges Ganzes zusammenzusetzen. Inwieweit die verschiedenen Bedingungen und Aufgaben erfüllt sind, wird sich aus dem Studium der einzelnen Bauteile ergeben. Unüberwindlich waren die Schwierigkeiten keineswegs, zumal bei dem Bau

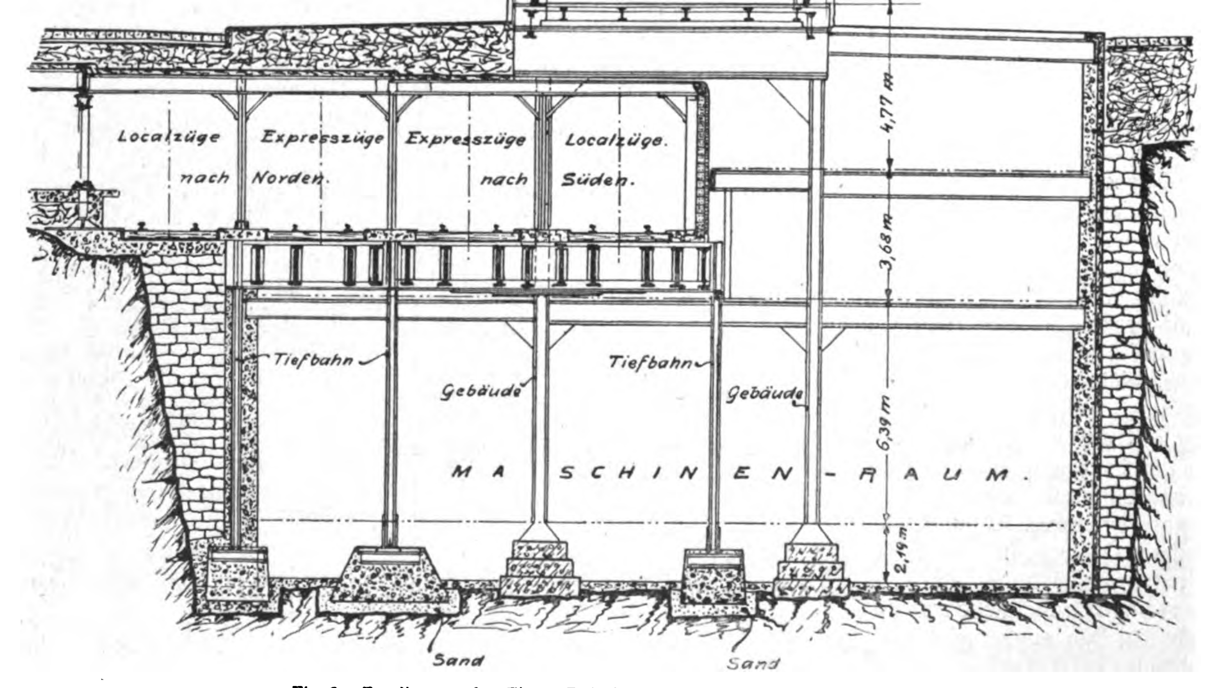


Fig. 3. Fundierung des Times Building und der Rapid Transit Subray.

keine falsche Sparsamkeit geübt wurde. Der „Vereinigung von Eisen, Stein und Mathematik" ist sogar eine sehr gute Lösung möglich gewesen.

Die ausgedehnten Räume in den drei Untergeschossen erforderten 28 500 cbm Ausschachtung, davon dreiviertel im Gneisfelsen der Manhattanhalbinsel. Der Baugrund war insofern sehr günstig, die Eisenkonstruktion konnte unter Vermittlung einiger Granitblöcke ohne weiteres auf den natürlichen Boden gestellt werden.

Der Felsen erwies sich als senkrecht geschichtet, Schichtebenen von Norden nach Süden, mit einer kleinen Neigung nach Osten. Um vorgekommene Abstürze fernerhin zu vermeiden, wurde deshalb in die Ostwand der Grube eine Eisenkonstruktion gelegt, senkrecht stehende 60 cm **I**-Träger, die unten im Felsen mit Beton eingemauert sind und sich oben gegen die mit der Gegenwand in Verbindung stehenden Gebäudeträger stützen. In Fig. 3, die einen Querschnitt durch das Gebäude und die Tiefbahn wiedergibt, ist diese **I**-Eisenkonstruktion nicht besonders angegeben, wohl aber ist die Felsenneigung zu erkennen, ebenso das Füllmauerwerk und eine Betonschicht, die noch ausserhalb der eigentlichen Mauern liegt. In diese äussere Betonschicht ist ein Entwässerungsrohrsystem eingelegt, das sich bei der grossen Tiefe als notwendig erwies. Ein gewöhnlicher wasserdichter Abschluss der Wände nach aussen würde zur Folge gehabt haben, dass sich das Wasser hinter den Mauern ansammelte, unter einem Druck, der bei der Tiefe von 17 m 1 atm überschreiten konnte. Dem hätten die ebenen Wände nur schwer standhalten können, man zog daher vor, die Wasseransammlungen unmöglich zu machen, indem man ein Netz aus 150 mm starken, durchlöcherten Röhren in Abständen von 3 m aussen einbaute. Die Rohre münden in einen unter der tiefsten Sohle stehenden Behälter, in dem zugleich das Abwasser aller Untergeschosse gesammelt wird. Drei Kreiselpumpen sorgen für die dauernde Entleerung. Die von aussen kommende Wassermenge beträgt etwa 14 cbm täglich und kann nötigenfalls in sieben Minuten von den Pumpen entfernt werden. Eine wasserdichte Schicht ist natürlich ausserdem vorgesehen.

Die Eisenkonstruktion ist noch besonders gegen Feuchtigkeit und elektrolytische Wirkungen geschützt, alle Teile sind im Keller 2 cm dick mit Zement umkleidet, die Tragsäulen stehen auf Kupferplatten.

Wie schon erwähnt, sind die Fundamente der Tiefbahn und des Gebäudes vollständig getrennt durchgeführt. Aus Fig. 3 sowie aus dem Grundriss Fig. 4 ist zu ersehen, in welcher Weise die Unterstützung vorgenommen ist. Die Stützen für die Tiefbahn sind so weit wie möglich in die Wände und Mauern des Gebäudes gelegt, aber ohne Berührung, stets mit etwa 5 cm Zwischenraum. Die ganz frei stehenden Säulen, s. Fig. 3, ruhen auf einem Betonklotz, der nicht unmittelbar auf dem Felsen, sondern auf einer Sandschicht steht, die die Erschütterungen so gut wie garnicht auf den Felsen und die Gebäudefundamente überleiten soll. Diese den Dampfhammerfundamenten nachgebildete Unterstützung soll ihren Zweck ganz ausserordentlich gut erfüllen. Versuche mit Lichtreflexen auf Wasserspiegeln zeigten grössere Erschütterungen, wenn ein Strassenbahnwagen vorüberfuhr, als bei den Zügen der Tiefbahn. Aus Fig. 4 ist zu erkennen, dass nur fünf Säulen der Tiefbahn im freien Raum stehen, und dass sich die Gleisquerträger ohne Mühe mit Rücksicht auf die Hauptträger des Gebäudes unterbringen liessen.

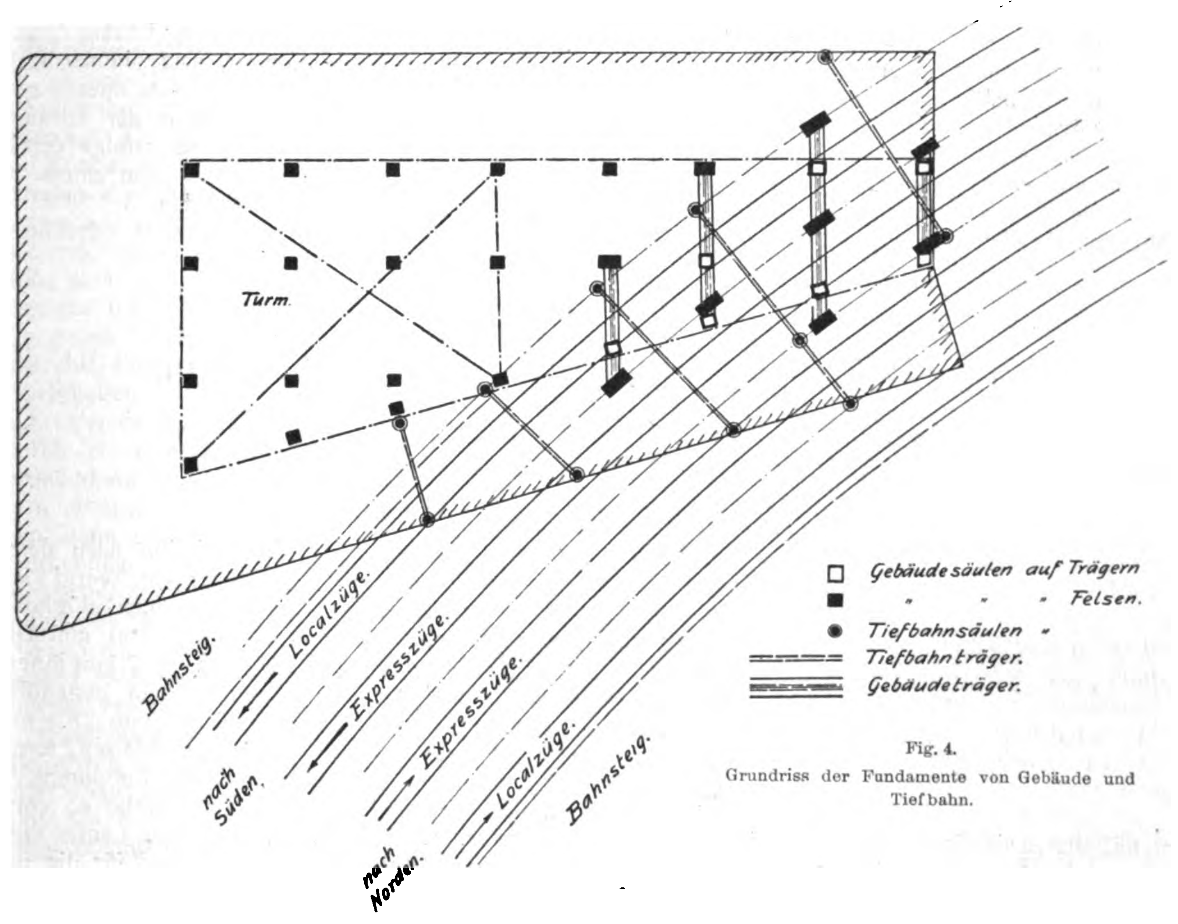


Fig. 4.
Grundriss der Fundamente von Gebäude und Tiefbahn.

Die Hauptunterstützungssäulen für das Gebäude konnten nur in den Mittellinien zwischen den Gleisen aufgestellt werden (Fig. 4), sie rücken infolgedessen fast alle aus der Gebäudegrenze heraus, d. h. die *oberen* Gebäudesäulen mussten auf Querträger gestellt werden, zum Teil ausserhalb der Stützweite, also auf Ausleger. Bei den bedeutenden Gewichten, die das an dieser Stelle allerdings nur fünfzehn Stock hohe Gebäude aufweist (das ganze

Mauerwerk wird von der Eisenkonstruktion getragen, das Gesamtgewicht des Gebäudes ist 37 500 t), ergaben sich dadurch ganz ausserordentlich schwere Träger. Der nördlichste (Fig. 4), als überhängender Balken ausgebildete Querträger z. B. wiegt allein 27 t, er ist 1,5 m hoch und besteht aus drei Einzel-**I**-Trägern von zusammen 90 cm Breite. Die Last auf ihm ist rd. 1450 t. Die innere Tragsäule unter diesem Träger kann bei ungünstigem Wind eine bedeutende Ueberlast bekommen, für gewöhnlich ist sie mit 1360 t belastet, wobei die Druckspannung 800 $^{kg}/_{qcm}$ beträgt. Das Gewicht dieser Säule ist etwa 18 t. Sie ist mit ihrer Nachbarsäule überdies durch sehr kräftige Querstreben versteift, und diese ist ihrerseits wieder mit 50 cm-**I**-Eisen im Felsen gehalten, da hier infolge des Winddruckes Zugspannungen auftreten können.

Die übrige Eisenkonstruktion des Gebäudes ist die gewöhnliche, sie ist relativ schwer, da auf 1 t Eisen nur 19 cbm Gebäude kommen, während sonst der Durchschnitt 24 cbm ist, bei sehr grossen Flächen sogar 38 cbm. Die Windversteifung innerhalb des Eisenfachwerks ist mit Diagonalen, Kopfbändern und Eckblechen bewirkt, sehr reichlich, um möglichste Steifigkeit des Ganzen herbeizuführen. Die (645) Fenster im ganzen Gebäude konnten verhältnismässig klein gehalten werden, da jeder Raum unmittelbar an der Aussenfront liegt (Fig. 2), Windverbände waren also bequem anzubringen.

Die gesamte Eisenkonstruktion im Gewicht von 3360 t ist von der *American Bridge Co.* geliefert, in deren Werkstätten zu Wissahickon bei Philadelphia, Ambridge bei Pittsburg und Elmira ständig Aufseher der Baufirma, *Geo. A. Fuller Co.,* zur Ueberwachung der richtigen und guten Ausführung tätig waren. Für die Montage war sehr günstig, dass Tiefbahn und Gebäude zu gleicher Zeit entstanden, sehr hinderlich war die von der Stadt vorgeschriebene Ueberbrückung der Baugrube im Zuge des Broadway.

Das Mauerwerk ist zum Teil sehr kostbar, es sind allein 285 t Marmor verwendet. Im allgemeinen besteht es aus gewöhnlichen Ziegeln mit einer gelblich-weissen, angenehm abgetönten Verblenderschicht, nur die unteren drei Stockwerke sind mit Kalkstein bekleidet.

In architektonischer Beziehung ist das *Times Building* wohl nicht besonders hervorragend, immerhin bietet es wenigstens etwas Abwechslung. Die unteren zwölf Stockwerke sind sehr monoton gehalten, der Turmaufbau gibt trotz seiner unregelmässigen Form infolge der Längsgliederung ein ansprechenderes Bild. Von einem bestimmten Stil kann nicht gesprochen werden.

(Schluss folgt.)

Der elektrische Kohlelichtbogen im Vakuum.

Ein Beitrag zur Kenntnis des Lichtbogens.

Von Dr. **A. Hoerburger**, Ingenieur, Berlin.

(Fortsetzung von S. 203 d. Bd.)

Nach Abschluss dieser Arbeit erhielt ich noch Kenntnis von einer Veröffentlichung über den elektrischen Lichtbogen von *C. D. Child,* [24]) der sich zum Teil mit den gleichen Fragen beschäftigt, wie sie in der vorliegenden Untersuchung angestellt sind. Der Verfasser hat in dem ersten kleineren Teile seiner Arbeit die Spannungsverhältnisse in einem Kohlelichtbogen bei vermindertem Druck mit Platin- und Kohlesonden untersucht. Seine für die Gesamtspannung am Lichtbogen gefundenen Werte bei abnehmendem Druck von einer Atmosphäre bis 2 mm Hg. stimmen mit Berücksichtigung der veränderten Verhältnisse (10 Ampere, 11 mm Durchmesser der Kohle) ganz gut mit den in dieser Arbeit erhaltenen Werten und die Kurve der Spannung bei abnehmendem Druck zeigt den gleichen Verlauf.

Wie sich aus der gegebenen chronologischen Zusammenstellung der mir bekannt gewordenen Arbeiten ergibt, sind über den Lichtbogen im Vakuum viele und eingehende Untersuchungen angestellt worden, jedoch fehlen über den Kohlelichtbogen bei niedrig gespanntem Gleichstrom Werte der Spannung bei verschiedenem Druck zwischen einer Atmosphäre und einem dem Vakuum möglichst nahekommenden Drucke.

Die Untersuchung dieser Frage, wie sich der Spannungsverlust beim Kohlelichtbogen mit abnehmendem Druck bei konstantem Strom und konstanter Elektrodenentfernung ändert, schien mir wichtig genug zu sein, um die Messungen von *Duncan*, *Rowland* und *Todd* in dem Bereiche zwischen O und einer Atmosphäre unter möglichst gleichen Bedingungen zu wiederholen und eventuell zu berichtigen.

Um den Lichtbogen bei vermindertem Druck untersuchen zu können, schloss ich ihn nach dem Beispiele von *Stenger* in eine Glaskugel ein (vergl. Fig. 1); zu diesem Zwecke liess ich mir an einen möglichst grossen sogenannten *Röntgen*kolben von 180 mm Durchmesser mit einem zylindrischen Tubus von 42 mm innerem Durchmesser und 65 mm Länge, diesem gegenüber liegend einen zweiten zylindrischen Tubus von 25,5 mm innerem Durchmesser und 150 mm Länge ansetzen, ferner ein dünnes Rohr zur Verbindung mit der Luftpumpe. Als Elektroden dienten Homogenkohlen, Marke A, von *Gebrüder Siemens,* Charlottenburg, mit einer Länge von 155 mm und einem Durchmesser von 7 mm für die positive und 6 mm für die negative Elektrode. Die positive Kohle wurde in eine Metallhülse gesteckt, an welche ein starker Platindraht hart angelötet war; die negative Kohle wurde gleichfalls in eine Metallhülse gesteckt, diese aber war in einem kleinen abgedrehten Eisenzylinder von 30 mm Länge und 25 mm Durchmesser befestigt. An diesen Eisenkörper war eine sehr elastische Kupferdrahtspirale angelötet und an das Ende des Kupferdrahtes ein gleiches Stück Platin wie oben. Mittels dieser Platindrähte wurden dann beide Elektroden in den Boden von Glasröhren von etwa 25,5 mm innerem Durchmesser und 80 mm Länge luftdicht eingeschmolzen. Da die innere Glaswand der Kugel nach jedem Versuche mit einer beinahe undurchsichtigen Schicht von feinstem Kohlestaub bedeckt war, und daher jedesmal vor einem neuen Versuch teils mechanisch, teils mit Salpetersäure, oder wenn der Beschlag nach einzelnen sehr lange währenden Versuchen sich gar nicht lösen wollte, mit verdünnter Flussäure gereinigt werden musste, so konnten die Glasröhren mit den Elektroden nicht ein für allemal mit den Tubussen der Glaskugel verschmolzen werden, sondern es musste eine lösbare Verbindung vorgesehen sein. Von Quecksilberverschlüssen, wie sie *Stenger* verwendete, sollte

[24]) The Physical Review. American Physical Society. Cl. Aug. 1904. Volume XIX, No. 2, S. 117.



abgesehen werden, um nicht bei der zu erwartenden Erwärmung Quecksilberdämpfe im Inneren der Glocke zu erhalten. Ich benutzte daher grosse konische Gummistopfen, die 50 mm Länge, unten 39 mm, oben 46 mm Durchmesser und eine Bohrung von 26 mm hatten. Die Glasröhre mit der negativen Elektrode wurde stumpf an den engeren Tubus der Glasglocke angesetzt und über die Verbindungsstelle ein solcher Gummiring geschoben, die andere Glasröhre mit der positiven Kohle wurde in den Gummistopfen eingeschoben und dieser dann in den weiteren Tubus eingesetzt. Wenn der Gummi mit einer Spur von wasserfreiem Glyzerin eingefettet war, so wurde ein luftdichter Abschluss erreicht. Allerdings hatte diese Verbindungsart den Nachteil, dass der Gummi beim Pumpen eine grosse Menge Luft abgab, so dass bei dem grossen Inhalte des zu evakuierenden Raumes von etwa 4000 ccm die Dauer des einzelnen Versuches bis über vier Stunden verlängert wurde.

Der Eisenkörper mit der negativen Kohle war in dem genau zylindrischen Glasrohr an der Kugel gerade noch beweglich, so dass die Elektrode eine gute Führung hatte, und ihre Spitze nur ganz wenig von der Senkrechten abweichen konnte. Um nun den Lichtbogen durch Kontakt der beiden Kohlen einleiten und jede beliebige Entfernung der Elektroden einstellen zu können, war aussen auf dem Glasrohr eine auf einem Pappespulenkasten aufgewickelte Drahtspule aus Kupferdraht verschieblich angeordnet. Die Stromstärke darin war so bemessen, dass der kleine Eisenzylinder gerade freischwebend gehalten wurde und jeder Bewegung genau folgte. Durch Versuche wurde festgestellt, dass eine Einwirkung der magnetischen Kraftlinien auf den Lichtbogen selbst bei doppelt so grossem Strome nicht nachzuweisen war. Wenn nämlich die negative Kohle durch ein Glasstäbchen an einer Bewegung nach unten gehindert war, so dass der Kohlenabstand sich nicht vergrössern konnte, so war eine Einwirkung auf den Lichtbogen beim Ein- und Ausschalten des Solenoides nicht zu erkennen. Es änderte sich weder das Aussehen des Lichtbogens, noch auch die Spannung an demselben auch nur um Bruchteile von Volt. Eine Einwirkung liess sich erst nachweisen, als zur Kontrolle statt der Kohle Eisenstäbe als Elektroden gewählt waren.

Zur Verbindung des Glaskolbens mit der Pumpe diente ein kurzer Gummischlauch von 10 mm Wandstärke, da eine gewisse Beweglichkeit des Kolbens immer nötig und eine häufige Trennung erforderlich war. Als Luftpumpe diente eine selbsttätige Quecksilberstrahlpumpe, wie sie Professor *Zehnder*[25]) als sehr vereinfachte *Kahlbaum*sche Pumpe angibt, und zur Herstellung des Vorvakuums eine Wasserstrahlpumpe. Die Messung des in der Glaskugel herrschenden Druckes erfolgte bis zu 4 mm Hg. mit einem Quecksilbermanometer, wobei mit Rücksicht auf Schnelligkeit der Messung die durch Vorversuche festgestellten Marken bei bestimmten Drucken benutzt wurden. Unterhalb 4 mm Hg. geschah die Druckmessung mit einem *Mac Leod*schen Volumometer; um aber sicher zu sein, dass der gemessene Druck wirklich dem in der Kugel herrschenden entsprach, war die Verbindung zum Manometer möglichst nahe der Glaskugel gewählt.

Zur Bestimmung der Grösse des elektrischen Stromes diente, da nur konstante Ströme von 6 Ampere in Betracht kamen, ein grösseres Vorlesungsinstrument nach *d'Arsonval*schem Prinzip, das für den in Betracht kommenden Messbereich öfter durch Vergleich mit einem *Siemens*schen Präzisionsmillivoltmeter mit Nebenschluss geprüft wurde. Die Messung der Spannung am Lichtbogen geschah mit einem *Siemens*schen Präzisionsvoltmeter, mit einem Messbereich von 0—150 Volt, einem inneren Widerstande von 11010 Ohm und mit nahezu aperiodischer Zeigereinstellung.

Die Messung des Elektrodenabstandes wurde durch folgende Anordnung ermöglicht: Eine photographische Kamera wurde auf doppelte Brennweite ausgezogen und hier festgestellt, so dass also die Abbildung auf der Mattscheibe in natürlicher Grösse geschah. Wurde nun durch Bewegung der ganzen Kamera der Lichtbogen scharf eingestellt, so konnte die Messung der Lichtbogenlänge auf der Mattscheibe geschehen. Als Lichtbogenlänge wurde nach der Definition von *H. Ayrton* der vertikale Abstand zwischen der Kante des Kraters an der positiven Kohle und der Spitze der negativen Kohle angesehen. Da jedoch mit fortschreitender Verdünnung der Lichtbogen das Bestreben zeigte, nicht an der Spitze der negativen Kohle, sondern etwas seitlich seinen Ausgangspunkt zu nehmen, so wurde in solchen Fällen die Länge von der Mitte des punktförmigen Ansatzes aus gemessen. Fig. 1 gibt eine schematische Leitungsskizze, aus der die Verbindung mit den Instrumenten und Widerständen ersichtlich ist, ferner die Anordnung der Kohlen und Dichtungen in der Glasglocke. Fig. 2 gibt ein Bild der gesamten Versuchsanordnung. Links in der Ecke ist die Wasserstrahlpumpe, sodann ist die Quecksilberpumpe mit den beiden Mano-

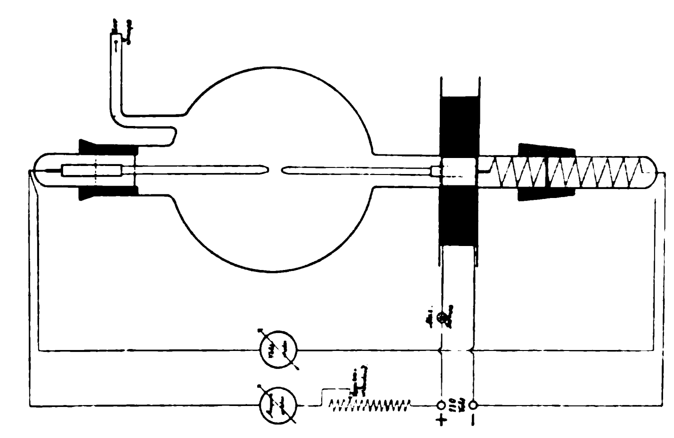
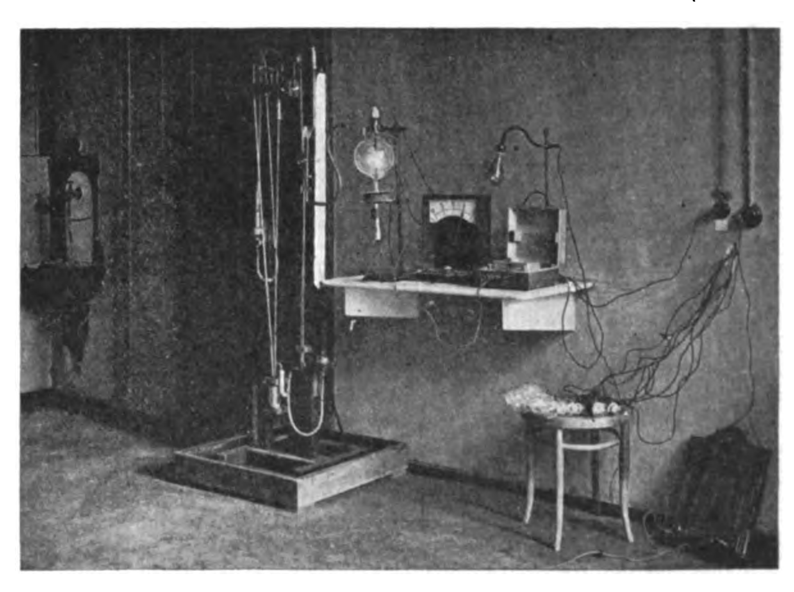


Fig. 1. Schematische Leitungsskizze.


Fig. 2. Versuchsanordnung.

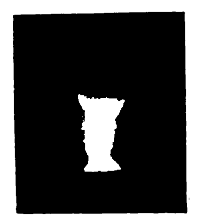
[25]) Annalen der Physik und Chemie, IV, 10, 1903, S. 623.

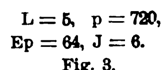
metern, daneben auf dem Marmortisch der Glaskolben mit der Magnetspule zu sehen. Die hinter den beiden Instrumenten Amperemeter und Voltmeter stehende Glühlampe ist der Vorschaltewiderstand für die Magnetspule zur Hebung des Eisenkerns. Die Glühlampen rechts sind parallel zum Regulierwiderstand geschaltet und dienen zum genauen Einregulieren der Stromstärke des Lichtbogens.

Da die Versuche möglichst einfach und leicht zu wiederholen und nachzuprüfen gestaltet werden sollten, wurde von einer Füllung des Kolbens mit einem bestimmten chemisch reinen Gase abgesehen und nur die vorhandene Luftfüllung benutzt. Wurde sogleich nach dem Entzünden der Kohlen begonnen auszupumpen, so traten in der Folge verschiedene unangenehme Erscheinungen auf:

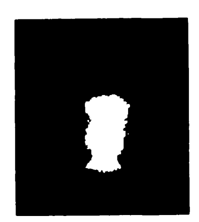
1. verbreitete sich die Erwärmung nur allmählich, infolge dessen stieg der Druck langsam.
2. verbrannten während des Versuches die Kohlen ziemlich rasch und die Lichtbogenlänge musste immer von neuem wieder einreguliert werden.
3. zeigte sich bei vorgeschrittener Verdünnung infolge des noch vorhandenen Sauerstoffes um den Lichtbogen eine stark russende rötliche Flamme, die stark vergrösserte Aureole, die an der inneren Glaswand einen stark trübenden Niederschlag absetzte und so die Beobachtung erschwerte.

Es hatte sich als vorteilhaft erwiesen, den Lichtbogen ungefähr eine halbe Stunde lang bei gewöhnlichem Druck in der von der äusseren Luft abgesperrten Glocke brennen zu lassen und dann erst mit den Beobachtungen zu beginnen. Der Sauerstoff schien dann völlig an den glühenden Kohlen verbraucht zu sein, wenigstens waren die oben angeführten Misstände verschwunden. Gleichzeitig hatte sich auch das Aussehen des Lichtbogens etwas geändert. Während sich bei Anwesenheit von Sauerstoff ebenso wie in freier Luft um den leuchtenden hellblauen Kern durch eine dunkle Zone getrennt eine grünlich leuchtende Aureole anschliesst, die Verbrennungs- und Oxydationszone des Kohlendampfes (s. Fig. 3)[26] [27]), geht der Lichtbogen nach längerer Brenndauer in völlig abge-





L = 5, p = 720, Ep = 64, J = 6.
Fig. 3.



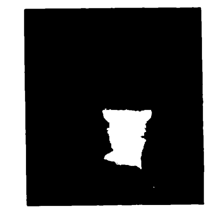
L = 5, p = 720, Ep = 68, J = 6.
Fig. 4.

schlossenem Raume in die Form der Fig. 4 über, wo eine solche Verbrennungszone vollständig fehlt. Gleichzeitig ist aber auch die Spannung um einige Prozent gestiegen, so dass die für Atmosphärendruck (720 mm Hg.)[28]) gefundenen Spannungswerte gegenüber den von *Hertha Ayrton* bei Homogenkohlen und 6 Ampere Stromstärke experimentell bestimmten und aus der Formel

$$Ep = 38,88 + 2,074 \,.\, L + \frac{11,66 + 10,54 \,.\, L}{J}$$
$$= 40,83 + 3,83 \,.\, L \text{ (für } J = 6 \text{ Amp.)}$$

berechneten Spannungswerten zu hoch erscheinen.

Die Form des Lichtbogens von Fig. 4 bleibt bei abnehmendem Druck bis gegen 10 mm Hg. beinahe unverändert erhalten. So zeigt Fig. 5 den Lichtbogen bei 15 mm Hg. Ein Unterschied lässt sich nur an den Kohlen nachweisen und zwar an der positiven, die nicht mehr so intensiv zu glühen scheint, und an der negativen, deren vorher ganz glatte Oberfläche sich immer mehr und mehr aufzurauhen beginnt. Während dieser Periode brennt der Lichtbogen völlig ruhig, Strom und Spannung sind exakt abzulesen.



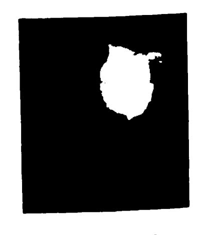
L = 5, p = 15, Ep = 49, J = 6.
Fig. 5.

Vermisst wird an der positiven Kohle die Bildung eines Kraters, der hier genau wie bei den Bogenlampen mit eingeschlossenem Lichtbogen völlig ausbleibt; die untere Fläche der Kohle ist horizontal; auf der weissglühenden Kohle markiert sich bei Beobachtung durch ein dunkles Glas der Ansatz des Lichtbogens durch einen noch viel heller als die Umgebung glühenden etwa 2 mm im Durchmesser grossen Fleck, der seine Stellung ganz langsam verändert.

Während dieser Periode von Atmosphärendruck bis 10 mm Hg. nimmt die Spannung am Lichtbogen konstant ab, und zwar um etwa 16—18 Volt, so zwar, dass bei konstantem Arbeiten der Pumpe das Voltmeter konstant fällt.

Da sich nun mit einem abnehmenden Druck der Wattverbrauch der Lampe in so günstiger Weise ändert, so wurde innerhalb dieses Messbereiches auch eine Photometrierung der Lampe unternommen. Dabei ergab sich die grösste Helligkeit bei Anwesenheit von Sauerstoff, eine übrigens schon längst bekannte Tatsache, da die Lampen mit eingeschlossenem Lichtbogen, abgesehen von allen anderen veränderten Verhältnissen, also insbesondere mit Berücksichtigung der Absorption durch die einschliessende Glasglocke niemals den günstigen Wattverbrauch f. d. Kerze der gewöhnlichen Bogenlampen erreichen; ferner aber zeigte sich auch mit abnehmendem Druck eine beträchtliche Abnahme der Helligkeit sogar in stärkerem Masse, als dem abnehmenden Wattverbrauche entspräche. Allerdings wurden diese Messungen nur in horizontaler Richtung ausgeführt und sollten nur dazu dienen, den Eindruck von der Abnahme der Helligkeit, der durch einfache Beobachtung gewonnen worden war, zu unterstützen.

Von etwa 10 mm Hg. an ändert sich zunächst die Konstanz des Bogens. Die Flamme wird unruhig und besonders die Ansatzstelle des Bogens an der negativen Kohle wandert unruhig hin und her und hat das Bestreben, an die Seite der Kohle zu kommen. Dabei schleudert der Bogen häufig glühende Kohleteilchen mit grosser Kraft weg, die auf ganz gradlinigem Wege bis an die Glaswand fliegen. Fig. 6 mag davon ein Bild geben. Trotz der kurzen Expositionszeit markieren sich diese glühenden Teilchen als Striche über die ganze Platte.



L = 2, p = 7, Ep = 35, J = 6.
Fig. 6.

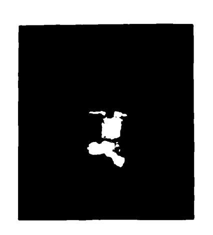
Zumeist bei etwa 6 mm Hg. ändert sich auch das Aussehen des Lichtbogens. Auf der horizontalen Fläche

[26]) Diese sowie die folgenden Bilder sind photographische Aufnahmen meistens in natürlicher Grösse. Die Platten waren zur Vermeidung eines Lichthofes mit einem Rotlack hinterstrichen. Die Expositionszeit betrug ungefähr $^1/_{30}$ Sekunde. Als Objektiv wurde ein *Zeiss*scher Doppelanastigmat verwendet, der sich als völlig frei von störenden Lichtflecken gezeigt hatte, mit einer Brennweite von 140 mm und einem Oeffnungsverhältnis $f/6,3$. Je nach der mehr oder minder grossen Helligkeit wurde bis $f/22$ abgeblendet. Um die Helligkeitswerte der Erscheinung richtig wiederzugeben, wurde vor das Objektiv noch ein *Aarland*sches Kontrastfilter β von *Vogtländer* gesetzt. Das auf einigen Bildern erscheinende zweite Bild von einem Lichtbogen ist das von der inneren Glaswand der Hohlkugel gebildete reelle Spiegelbild.

[27]) Elektrodenabstand in mm $= L$, Druck in mm $Hg = p$, Spannung in Volt $= Ep$, Stromstärke in Ampere $= I$.

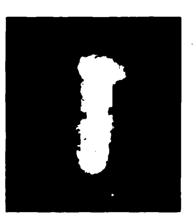
[28]) Der Wert von 720 mm *Hg* ergibt sich aus der Höhenlage von München 560 m ü. N.

der positiven Kohle erscheint eine kleine halbkugelige, in Farbe und Aussehen vom Lichtbogen deutlich unterschiedene Kappe. Ihre Farbe ist ein intensives Blau. Fig. 7 zeigt diese kleine Flamme und lässt auch erkennen, dass zwischen ihr und dem übrigen Lichtbogen ein deutlicher Absatz ist. Die Stelle der positiven Kohle, die von dieser Kappe bedeckt ist, ist in hellerer Weissglut als die Umgebung.

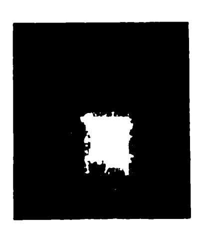


L = 5, p = 6,
Ep = 44, J = 6.
Fig. 7.

Bei einem Druck von etwa 6 mm wird übrigens der Bogen noch unruhiger und hat insbesondere das Bestreben, an der negativen Kohle nach abwärts zu wandern bis zu 10 und 15 mm, soweit, dass der Lichtbogen erlischt. Mit dieser Verlängerung des Lichtbogens streckt sich auch die kleine blaue Kappe, sie wird zu einer spitzen Zunge, die seitlich aus der Kohlenaxe herausragt und eine deutlich sichtbare Schichtung zeigt, meist allerdings nur zwei, höchstens drei Schichten, aber hier ist die letzte bereits sehr undeutlich. Bei Fig. 8 ist der Bogen an der negativen Kohle um 7 mm nach abwärts gewandert. Selbstverständlich ist mit dieser Verlängerung des Bogens eine beträchtliche Spannungserhöhung verbunden. Die Bogenlänge beträgt ja 11,5 mm, obwohl die Entfernung der Kohlen voneinander nur 5 mm ist.



L = 5, p = 6,
Ep = 59, J = 6.
Fig. 8.

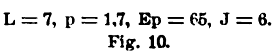


L = 6, p = 5,
Ep = 52, J = 6.
Fig. 9.

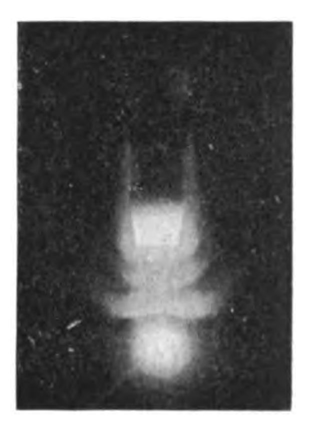
Um nun während dieses unruhigen Stadiums Spannungsmessungen, die einer bestimmten Bogenlänge entsprechen, machen zu können, ist es nötig, die negative Kohle bis zur Berührung mit der positiven zu heben und dann die bestimmte Entfernung wieder einzustellen. Der Bogen setzt sodann für einige Zeit an der Spitze der negativen Kohle an, immerhin so lange, dass man eine Ablesung machen kann. Von der Forderung, die *Hertha Ayrton* aufstellt, man müsse den Bogen immer erst einige Zeit brennen lassen, um konstante Verhältnisse abzuwarten, muss hier notgedrungen Abstand genommen werden. Mit abnehmendem Druck vergrössert sich die kleine blaue Kappe und bedeckt allmählich wie eine flache Haube die untere Fläche der positiven Kohle. Bei etwa 4—5 mm Hg. zeigt sich auch zum ersten Male schwaches Glimmlicht, zuerst als ein dünner blauer Ring an der Stelle, wo die positive Kohle aufhört zu glühen, bald in breiteren Streifen oder in wiederholten Streifen. Fig. 9 zeigt sowohl die grössere Kappe, wie auch schwaches Glimmlicht. Mit dem Auftreten des Glimmlichts ist wiederum eine Spannungssteigerung verbunden; bringt man auch hier die Kohlen zur Berührung, so verschwindet dasselbe und die Spannung fällt auf einen niederen Wert. Dieser Wert ist bei derselben Entfernung, derselben Stromstärke und demselben Druck immer konstant und ist es darum allein, der sich bei wiederholten Messungen ergibt, die höheren Werte sind ganz beliebig und abhängig von der Grösse des Glimmlichtes; sie können sich bis auf 80 und mehr Volt erheben. Im allgemeinen erscheint Glimmlicht an der Anode um so früher, d. h. bei um so höherem Druck, je länger der Lichtbogen, und ist bei gleichem Druck um so kleiner, je kleiner der Lichtbogen.

Bei Verdünnungen unter 3 mm Hg. bleibt die Erscheinung des Lichtbogens, wie er sich durch eine Berührung der Kohlen immer wieder herstellen lässt, ungeändert, aber die Glimmlichterscheinungen ändern sich. Die blaue Haube bekommt nämlich das Bestreben, sich stark zu vergrössern und über die Seiten der positiven Kohle zu greifen. Unter Umständen wird diese mehrere Zentimeter lang mit einer nach der Spitze zu sich immer mehr verbreiternden Glimmschicht bedeckt. Wandert bei dieser Erscheinung zudem noch der Lichtbogen an der negativen Kohle nach abwärts, so tritt eine deutliche Schichtung auf. Bei Fig. 10 ist der Lichtbogenansatz an





L = 7, p = 1,7, Ep = 65, J = 6.
Fig. 10.



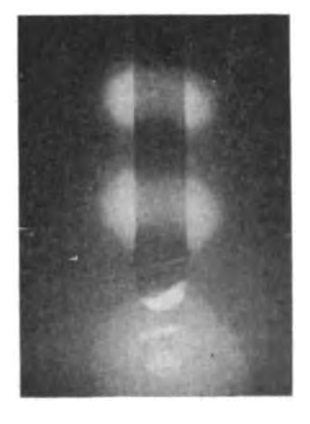
L = 4, p = 1,8, Ep = 50, J = 6.
Fig. 11.

der negativen Kohle auf der linken Seite etwas mehr nach hinten, 9 mm unterhalb der Spitze, und die positive Kohle ist 2 cm weit mit dem Glimmlicht bedeckt. Fig. 11 ist eine ähnliche Aufnahme, nur ist hier der Lichtbogenansatz gerade vorn und es ist infolgedessen die regelmässige Schichtung zu sehen, während sich auf dem Bild Fig. 10 die Schichten zum Teil überdecken.

Ist das Vakuum bis gegen 1,5 mm vorgeschritten, so wird die blaue Kappe, die bisher stets die horizontale Fläche der positiven Kohle bedeckte und sich nur beim Vergrössern über die Ränder hinaus erstreckt hat, unruhig und zeigt das Bestreben, auch auf der Seite Ansatz zu nehmen, ohne sich merklich zu vergrössern. Dabei wechselt sie ihren Platz sprungweise sehr geschwind, so rasch, dass man bald den Bewegungen mit dem Auge nicht mehr folgen kann und den Eindruck eines Ringes von blauem Licht am Ende der positiven Kohle erhält. Ist der Druck nur mehr 1 mm Hg., so ist nicht mehr scheinbar, sondern tatsächlich ein solcher Glimmlichtring vorhanden, der allmählich an der positiven Kohle weiter oben zum Vorschein kommt. Fig. 12 zeigt allerdings bei einem

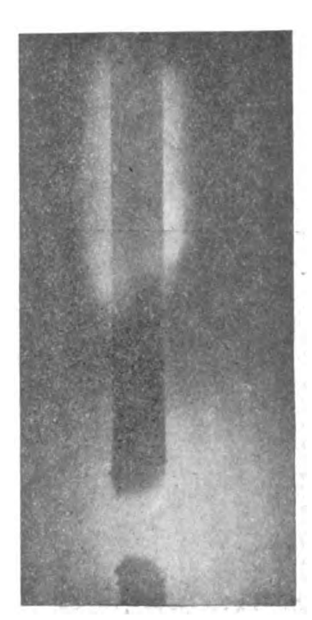


L = 9, p = 1,5, Ep = 68, J = 6.
Fig. 12.



L = 4, p = 0,5, Ep = 55, J = 6
Fig. 13.

abnorm grossen Elektrodenabstand und darum bei verhältnismässig grossem Druck einen solchen schön ausgebildeten Glimmlichtring. In Fig. 13 hat sich dieser Ring verdoppelt, und in Fig. 14 erscheint er stark verbreitert weit oberhalb an der Kohle. Eine sehr charakteristische Erscheinung für den Druck kleiner als 0,5 mm Hg. ist ein schiefer Ring, der sich mehr oder weniger langsam längs der Kohle verschiebt. Fig. 15 und 16 mögen davon ein Bild geben. Mit dem Eintreten dieser letzteren Ringerscheinung, d. h. der schiefen Ringe, lässt sich selbst bei wiederholter Berührung der Kohlen die Erscheinung der blauen Kappe nicht mehr herbeiführen. Bei soweit vorgeschrittener Verdünnung erreicht man nur mehr eine Erscheinung, die sich folgendermassen beschreiben lässt:

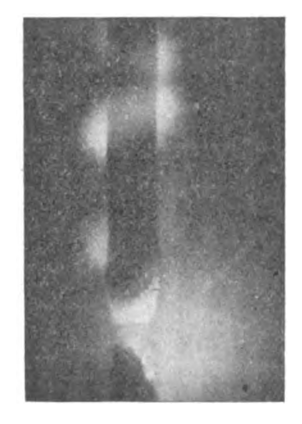


L = 4, p = 0,5, Ep = 59, J = 5.
Fig. 14.

An der negativen Kohle, an der Stelle, an der sich die Elektroden berührt haben, erscheint ein intensiv glühender kleiner Fleck, und von ihm aus erstrahlt ein mildes, blaues Licht, das sich büschelförmig in ganz geradlinigen Strahlen weit in die Kugel hinein erstreckt, unter Umständen sogar die ganze Kugel auszufüllen scheint. Die Kohlen, namentlich wenn sie sich von dem blauen Licht als Hintergrund abheben, machen den Eindruck, als ob sie ganz dunkel wären; trotzdem glühen sie nach dem Erlöschen in lebhafter Rotglut. Immer ist dabei die positive Kohle merklich längere Zeit nach dem Erlöschen glühend als die negative Kohle. Die Fig. 17 und 18 mögen diese Erscheinung veranschaulichen. Namentlich auf letzterem Bilde scheinen die Kohlen vollständig dunkel zu sein, da die Ansatzstelle des Lichtbogens an der Kathode verdeckt ist. Da die negative Kohle einen kleineren Durchmesser hatte, so konnte eventuell das raschere Verschwinden der Glut eine Folge der stärkeren Ausstrahlung sein. Es wurden daher auch Versuche mit zwei gleich starken Kohlen von 7 mm Durchmesser angestellt.



L = 6, p = 0,3, Ep = 39, J = 6.
Fig. 15.



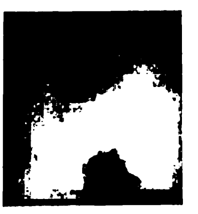
L = 3, p = 0,3, Ep = 44, J = 6.
Fig. 16.

Trotzdem blieb nach dem Erlöschen stets die positive Kohle merklich längere Zeit glühend als die negative.

Ist das Vakuum endlich bis auf 0,2 mm Hg. oder noch weniger vorgeschritten, so erscheint nach dem Zünden des Lichtbogens an der negativen Kohle jenes vorher beschriebene blaue Büschel und hält sich bei einer Stromstärke von 6 Ampere einige Zeit. Sodann erscheint oben in der Verengung der Glaskugel an der positiven Kohle eine blaue leuchtende Wolke, die den ganzen Tubus auszufüllen scheint, manchmal sich nach abwärts zu senkt und sich wieder zurückzieht. Mit dieser Glimmerscheinung ist eine starke Zunahme der Spannung verbunden, so dass der Lichtbogen erlischt. Besser hält sich die Erscheinung, wenn man den Strom auf etwa 10—15 und selbst mehr Ampere steigert. Fig. 19, die in etwas kleinerem Masstabe aufgenommen ist (1 : 2,3), zeigt in dem Tubus die helleuchtende Wolke. Diese hier beschriebene Erscheinung ändert sich nun nicht mehr bis zu den kleinst gemessenen Drucken von etwa 0,006 mm Hg.

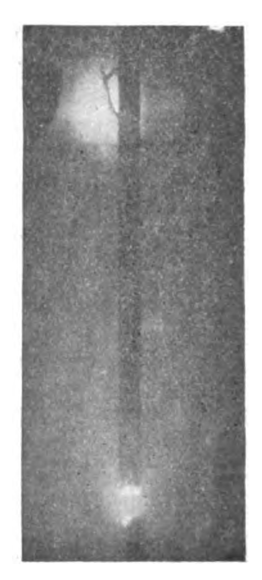


L = 6, p = 0,3, Ep = 29, J = 6.
Fig. 17.



L = 7, p = 0,3, Ep = 30, J = 6.
Fig. 18.

Von einem Druck unter 0,1 mm Hg. an beginnt die Kohle zu zerstäuben und die bis jetzt völlig klar gebliebene oder nur schwach beschlagene Kugel bekommt in kurzer Zeit einen braunschwarzen spiegelnden Beschlag, der bald so dicht wird, dass der Lichtbogen nur mehr als rote Erscheinung auftritt und dass endlich nur mehr der helle Lichtpunkt an der negativen Kohle schwach sichtbar wird. Das hängt zum Teil wenigstens mit folgendem Umstand zusammen. Bis 15 mm Hg. arbeitet die Wasserstrahlpumpe ziemlich rasch, in etwa 30 Minuten, wobei allerdings die Dauer der Messungen enthalten ist; lässt man dann die Quecksilberpumpe arbeiten, so kommt man in 40—50 Minuten bis auf etwa 5 mm Hg. Bei diesem Druck aber beginnt offenbar der Gummi Luft abzugeben, denn erst in weiteren zwei Stunden ist die Verdünnung auf etwa 3 mm Hg. angelangt; allmählich schreitet die Verdünnung rascher vorwärts. In etwa 20 Minuten auf 1,5 mm Hg. und von hier ab in sehr beschleunigtem Tempo bis auf 0,15, dann geradezu sprunghaft zu dem kleinst gemessenen Druck von etwa 0,006 mm Hg. Dabei ist vorausgesetzt, dass die Kohlen ständig brennen; sobald sie erlöschen, werden sie sofort wieder entzündet.



L = 6, p = 0,02, Ep = 60, J = 6.
Fig. 19.

(Schluss folgt.)

Ueber einige eisenbahnsignal-technische Neuigkeiten.

Von **L. Kohlfürst.**

(Fortsetzung von S. 224 d. Bd.)

II. Streckenstromschalter.

Seit der nennenswerten Zunahme jener elektrischen Eisenbahnsignal- und Sicherungsanlagen, deren Tätigkeit unmittelbar von den verkehrenden Zügen abhängig gemacht sein soll, war man bekanntlich ebenso eifrig als unablässig bestrebt, gleichzeitig auch hinsichtlich derjenigen Hilfsmittel, neue den jeweiligen Bedürfnissen eigens angepasste Anordnungen zu schaffen, welche bei den gedachten Anlagen die in Frage kommende Wechselwirkung zwischen den fahrenden Zügen und den von ihnen zu steuernden standfesten Einrichtungen zu bewerkstelligen haben. In die ausnehmend grosse Reihe der einschlägigen Konstruktionen gehört auch ein *Streckenstromschalter* von *Prokov-Richter*, der seit letztem Sommer mit Erfolg auf den Anschlussgleisen der *Berlin-Anhalter Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft* in Dessau im praktischen Betriebe ausprobiert wird. Dieser Schalter (Fig. 6—8) ist ein sogenannter *Schienen-Durchbiege-Kontakt*, demgemäss also bestimmt, unter einer der beiden Schienen des Fahrgleises derart Platz zu erhalten, dass er von der Einbiegung der Schiene unter der Belastung durch die Eisenbahnfahrzeuge wirksam gemacht wird.

Der mechanische Teil der Vorrichtung befindet sich in einem mit seitlich angebrachten, stützenartigen Ausladern C versehenen Gehäuse A, das vermittels Klauen und Bolzenschrauben B am Fusse der Eisenbahnschiene D festgeklemmt wird. Das Gehäuse ist seitwärts durch den Deckel E, oben durch die mit dem Druckbolzen a und der Deckenwand des Gehäuses fest verbundene Membrane F und Gummiring G, sowie vorn durch den abgedichteten Kabelanschluss H vollkommen gegen Staub, Rauch und Feuchtigkeit gesichert. Zur Befestigung der eigentlichen Stromschlussvorrichtung, welche an dem besonderen Gestelle J allein für sich angebracht ist und deshalb leicht und bequem in das Gehäuse eingeschoben werden kann, dienen zwei durch den Gehäuseboden und die Fussplatte des Gestelles J geführte Bolzenschrauben K.

Beim Befahren der Schiene D wird der Druckbolzen a der Durchbiegung der Schiene entsprechend nach abwärts gepresst, wobei sich seine Bewegung, ähnlich wie die Belastung auf manchen Brückenwagen, durch das mit dem Arm b unter dem Druckbolzen a eingespannte Gestänge $b\ c\ d$ auf den an den Arm d angelenkten stehenden Stab e fortpflanzt, dessen oberes keilförmig in eine Schneide auslaufendes Ende sich zwischen zwei Rollen h und i einklemmt. Der Stab e bildet auf diese Weise mit der Rolle h, die exzentrisch zur Achse f des gezahnten Radsegmentes g auf diesem angebracht ist, eine kraftschlüssige Verbindung. Die Rolle i, welche auf einem am Gestelle J fest angebrachten Achsenzapfen sitzt, kann ihren Platz nicht ändern, während die Rolle h zum Ausweichen gezwungen oder zum Rückgang veranlasst wird, sobald sich das keilförmige Ende des Stabes e hebt oder senkt. Das ganze Gestänge $b\ c\ d$ und e liegt genau senkrecht unter der Mittellinie des Schienenfusses, weshalb die vom Bolzen a ausgehenden und sich auf die beweglichen Teile der Vorrichtung übertragenden Kräfte immer nur innerhalb jener Ebene zur Wirksamkeit gelangen, welche mit der Schienenlängsachse zusammenfällt, wodurch das Auftreten störender

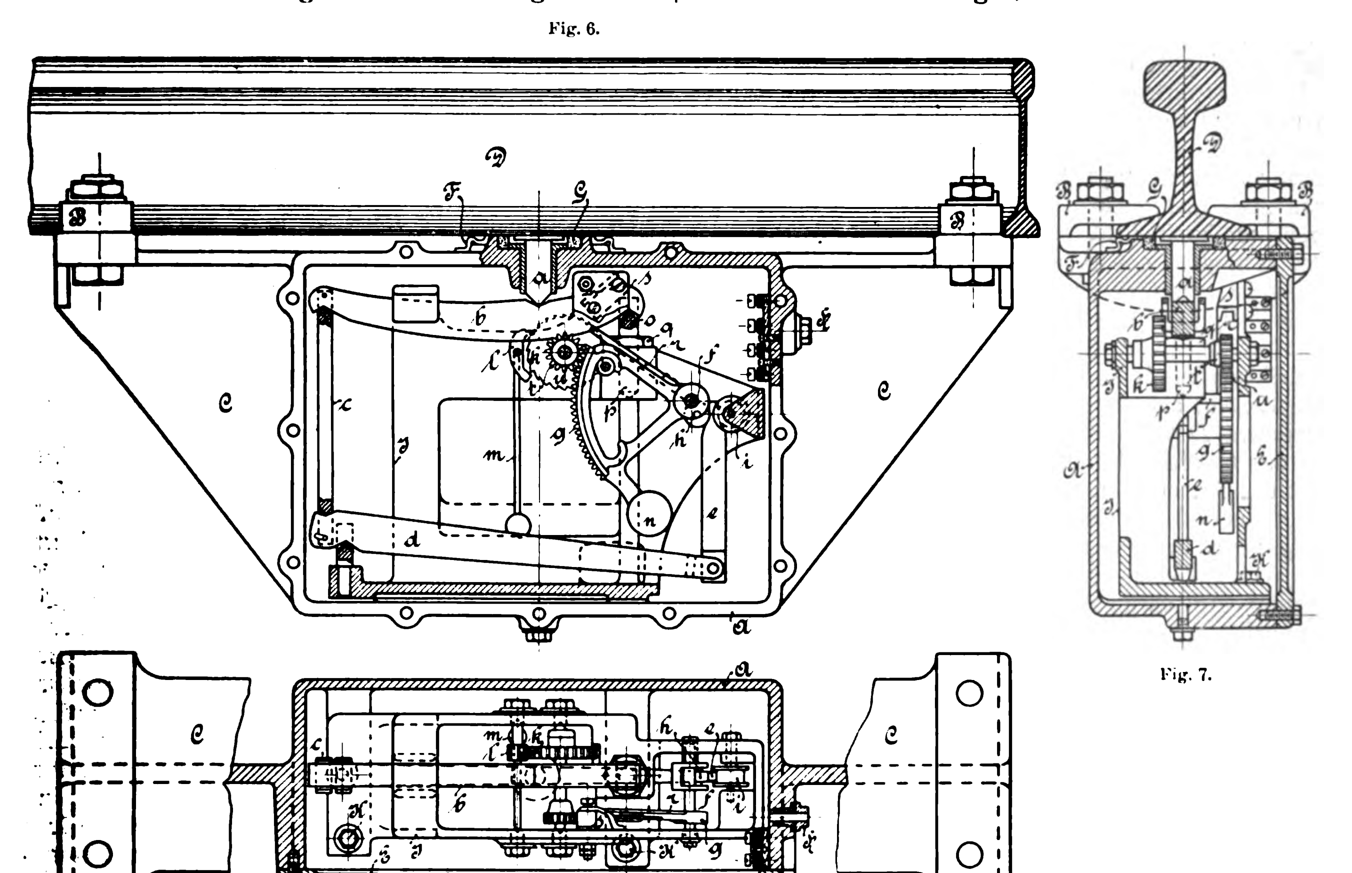


Fig. 6. Fig. 7. Fig. 8.

seitlicher Kraftwirkung hintangehalten wird. Das erwähnte um die feste Achse *f* drehbare und die Antriebsrolle *h* tragende Radsegment *g* steht mit dem Trieb *u* in Eingriff und hierdurch mit dem regulierbaren Pendelhemmwerk *k l m* unter Zwischenschaltung der einseitigen Kupplung *t* dergestalt in Verbindung, dass das durch das Gewicht *n* stetig nach abwärts gezogene Zahnradsegment sich nach Ueberwindung der Wirkung dieses Gegengewichtes ohne weiteres, d. h. ohne sonstigen Widerstand nach aufwärts drehen lässt. Der Rücklauf in die Ruhelage kann nur langsam erfolgen, indem bei dieser Bewegungsrichtung das Pendelwerk in Wirksamkeit tritt und den Gang des Radsegmentes nicht nur gleichmässig macht, sondern auch wesentlich verzögert.

Wenn das Zahnradsegment *g* hochgehoben wird, (was ersichtlichermassen durch die Stange *e* geschieht, sobald dieselbe beim Aufsteigen die Rolle *h* zur Seite drückt), so macht auch der auf der Achse *f* sitzende, zur Erde anschliessende Kontaktarm *r* diese Drehung mit, ebenso wie den Rückgang, wenn die Wirkung des Stabes *e* wieder aufhört; man hat es nun in der Hand, den Gleitkontakt *s* so anzubringen, dass mit demselben der Arm *r* entweder beim Aufwärtsgehen oder erst während des Rückganges in Berührung gelangt und hierdurch den erwünschten Stromschluss herstellt. Das keilförmige Ende des Stabes *e* lässt sich natürlich steiler oder stumpfer anordnen, d. h. genau nach Massgabe des örtlichen Erfordernisses ausführen, wodurch jederzeit eine möglichst stossfreie Arbeitsübertragung gewährleistet werden kann. Die Uebersetzung ist derart gewählt, dass einerseits ein zwischen den Befestigungsstellen *B* und dem Druckbolzen *a* entstehender Höhenunterschied von 0,2 mm bereits hinreicht, das Keilende des Stabes *e* so weit zwischen *h* und *i* emporzudrücken, als es notwendig erscheint, um das Zahnradsegment *D* vollständig hochzudrehen, während anderseits das Gewicht des Stabes *e* zusammen mit dem Gewicht des Armes *d* und die Hebelwirkung des letzteren genügt, um den Bolzen *a* beständig und angemessen kräftig gegen den Fuss der Fahrschiene zu pressen. Auf diese Weise bleiben zur Aufrechthaltung des erforderlichen Gegendruckes elastische Hilfsmittel entbehrlich. Da erfahrungsmässig eine Schieneneinbiegung von 0,2 mm zwischen den beiden Befestigungsstellen *B* schon bei der Belastung der Schiene durch einen leeren Güterwagen eintritt und bei jeder grösseren Durchbiegung das Keilende des Stabes *e* über die Rollen *h* und *i* hinausgelangt, dass der Stab weiterhin lediglich mit seinen parallelen Seitenflächen zwischen *h* und *i* emporgedrängt, so wird vermöge dieses Umstandes bei jedem Raddruck, welcher in der Praxis vorkommen kann, der Weg des Zahnradsegmentes *g* derselbe bleiben, weshalb auch die davon abhängig gemachten *Stromschliessungen* oder — was sich natürlich erforderlichenfalls ebensogut durchführen liesse — *Stromunterbrechungen* in stets gleichbleibender Zeitdauer erfolgen, unabhängig von der Länge, Schwere und Geschwindigkeit der Züge. Ergeben sich Gründe, die es für wünschenswert erscheinen lassen, das bestehende Uebersetzungsverhältnis zu ändern, so ist dies sehr leicht durch Auswechslung des Keilstabes *e* möglich, indem man dafür je nach Erfordernis einen Stab mit schärferem oder stumpferem Keilende einsetzt.

Damit die von der ersten Achse jedes vorüberkommenden Zuges auf den Bolzen *a* ausgeübten Stösse sich in keiner nachteiligen Heftigkeit auf das Zahnradsegment *g* und auf das Trieb *u* übertragen, ist das Segment *g* nur lose auf die Achse *f* gesteckt und lediglich durch eine der bekannten, auf der Zeichnung nicht näher dargestellten federnden Kupplungen mit der Rolle *h* verbunden.

Wie die Kontaktgebung erfolgt, welche die wesentlichste Besonderheit des in Rede stehenden Stromschliessers bildet, lässt sich aus den schematischen Fig. 9 und 10 entnehmen, wo die Bewegungsrichtung des Kontaktarmes *r* (vergl. Fig. 6) durch die mit den Pfeilen versehenen Linien gekennzeichnet erscheinen. Soll der Stromschluss gleich bei der Betätigung durch die erste Achse jedes Zuges erfolgen, so erhält die Kontaktvorrichtung die in Fig. 9 gekennzeichnete Anordnung, bei welcher der nach rechts und links federnde und durch das Gestell mit der Erde in leitender Verbindung stehende Arm *r* (Fig. 6 und 9a) gleich beim ersten Hochgehen des Stabes *e* (Fig. 6) auf seinem Wege bei *m* (Fig. 9) den *metallenen* Teil des mit der Stromleitung verbundenen Kontaktstückes *s* (vergl. Fig. 6) trifft und an der leitenden Fläche *c* entlang gleitend den gewünschten Stromschluss herstellt. Der Arm *r* bleibt dann, solange der Streckenstromschliesser vom Zuge befahren wird, in der Lage, welche Fig. 9b andeutet, um erst dann, nachdem die letzte Zugachse vorübergekommen ist, langsam wieder in seine Ruhelage (Fig. 9a) zurückzukehren. Auf diesem Rückweg trifft der Arm *r* das Stück *s* bei *n* an der aus Elfenbein oder dergl. hergestellten Hälfte und gleitet sonach diesmal an der *isolierten* Fläche *i* entlang, wodurch ein Stromschluss unmöglich gemacht wird. Soll umgekehrt die Wirksamkeit des Kontaktes erst eintreten, nachdem der ganze Zug die Gleisstelle hinter sich hat, so braucht ersichtlichermassen entweder nur die schräge Lage des Stückes *s* symmetrisch abgeändert zu werden, oder es können ebensogut einfach die Seitenflächen dieses Stückes gewechselt werden, wie es Fig. 10 darstellt. Letzterenfalls trifft beim ersten Auftrieb der Stange *e* (Fig. 6) der Kontaktarm *r* auf seinem Wege das Stück *s* bei *m* nunmehr auf der *isolierten* Seitenfläche *i* (Fig. 10a) und erst auf dem Rückgang, d. h. nach erfolgter Vorbeifahrt des Zuges, bei *n* die *leitende* Hälfte *c* (Fig. 10b), wo er solange Stromschluss erzeugt, als er über *c* hinweggleitet. Da nun die Geschwindigkeit des Rückganges des Segmentes *g* (Fig. 6) vermittelst des Ankerhemmwerkes *k*, *l*, *m* (Fig. 6) innerhalb gewisser Grenzen beschleunigt oder verringert werden kann, so lässt sich auf diese Weise bei der zuletzt betrachteten Anordnung natürlich auch die Dauer der Stromschliessung nach Bedarf regulieren und demgemäss reiht sich die Vorrichtung in diesem Falle den sogen. *Zeitkontakten* an. Dass diese im Sinne der Fig. 10 ausgebildete Form besonderen Wert für jene Ausführungen besitzt, bei denen der Zug durch das Befahren des Stromschliessers die Entriegelung bezw. Freigabe einer ihn sichernden Vorrichtung bewerkstelligen soll, liegt auf der Hand.

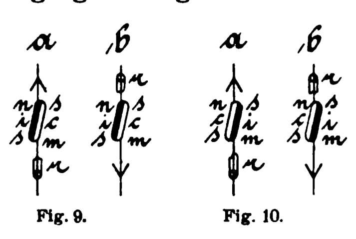


Fig. 9. Fig. 10.

Eine andere, namentlich durch ihre Einfachheit vertrauenerweckende Vorrichtung verwandter Gattung ist der neuere *Streckenstromschalter der Lokomotivfabrik Krause & Co., Akt.-Ges.* in München. Er hat ebenfalls die Bestimmung, in Sicherungsanlagen Verwendung zu finden, jedoch vorwiegend nur in solchen, bei welchen, wie z. B. bei den Einrichtungen zur Verhütung der vorzeitigen Entblockung von Signalen, Weichen oder Fahrstrassen, ein bestimmter elektrischer Stromkreis lediglich innerhalb des Zeitabschnittes, wo die Fahrterlaubnis erteilt wird, bis zu dem Augenblick, wo der betreffende Zug den Gefahrpunkt überfahren hat, geschlossen oder unterbrochen bleiben muss. Dieser durch Fig. 11 und 12 erläuterte Stromschalter besteht aus der beiläufig 355 mm langen, u-förmigen stählernen Anlauf- bezw. Druckschiene *A*, die durch das Gelenk *B* von der Stange *C* getragen wird, die

in dem an den Fuss der Fahrschiene S mittels Backen und Bolzenschrauben festgeklemmten, ins Gleis eingebauten Schutzkasten P angeschraubt ist. Die Druckschiene ist so gekrümmt, dass sie in ihrer höchsten Lage am freien Ende, welches, wie der in Fig. 11 eingezeichnete Pfeil erkennen lässt, in der normalen Fahrtrichtung der Züge verläuft, etwa 80 mm unter Schienenoberkante liegt und also auch aus entgegengesetzter Richtung gefahrlos befahren werden kann, während sie in der Mitte bis auf 13 mm zur Schienenoberkante emporragt. Hierbei erscheint es im allgemeinen gleichgiltig, ob man A auf der Aussenseite des einen oder des anderen Schienenstranges anbringt. Die vorgedachte höchste Lage von A wird durch die in einer Rollenführung laufende, an A angelenkte und die Feder E kann sonach lediglich D nebst A hochziehen; die Kotaktvorrichtung H besitzt in diesem Falle jene Lage, bei welcher der Stromschluss besteht. Kommt während dieser in Fig. 11 dargestellten Druckschienen- und Kontaktlage ein Zug über den Stromschalter, so drückt das erste Rad A nebst D soweit nach abwärts, dass der Haken F_2 in eine Falle G einfällt, welche an angemessener Stelle in D ausgespart ist. Demzufolge bleibt von nun an die Druckschiene A, durch F_2 in der niedergedrückten Lage festgehalten, während gleichzeitig F_1 den Hebel J gedreht und hierdurch den Quecksilberkontakt in seine zweite Lage umgekippt hat, bei welcher in demselben die bisher bestandene Leitungsverbindung aufhört. Durch den Zug selbst erfolgte also die Unter-

Fig. 11.

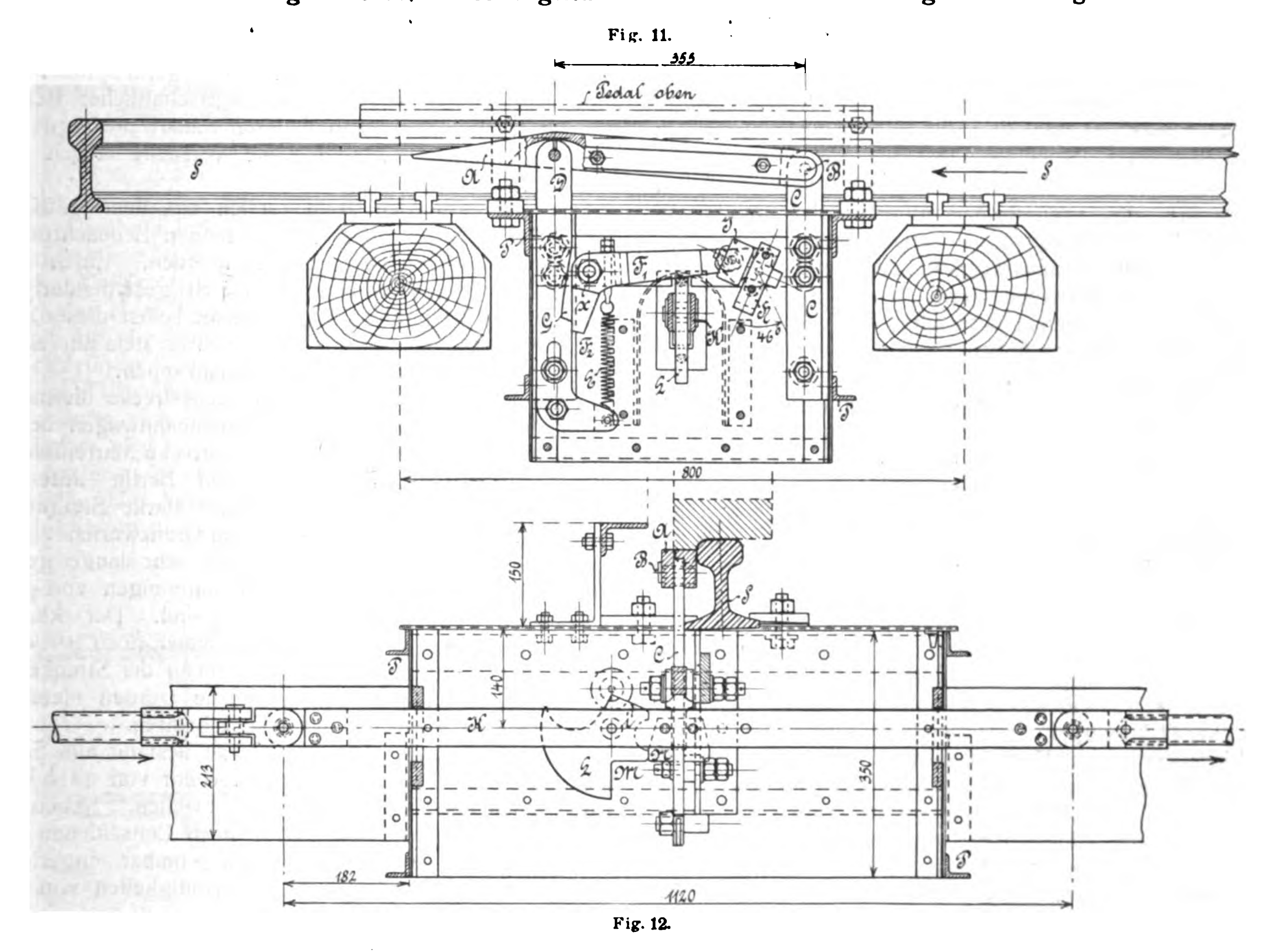


Fig. 12.

Hebeschiene D (Fig. 11) bestimmt, welche von der kräftigen Stahlspirale E hochgezogen wird, soweit es der Führungsschlitz eben gestattet. Die Gesamthöhe des Hubes der Stange D bezw. der Druckschiene A beträgt 13 mm.

Die letztbetrachteten Teile sind ebenfalls zu ihrem Schutze in dem vorerwähnten Blechgehäuse P untergebracht, wo sich auch der um x drehbare Winkelhebel F_1 F_2 befindet, der ebenfalls von der Spiralfeder E beeinflusst wird und einen zweiten Hebel J mitbewegt, der einen Quecksilberkontakt H trägt, mit dem er je nach seiner Lage den Stromweg zwischen zwei in den Kasten P eingeführte Stromleitungen verbindet oder unterbricht. Allenfalls kann es natürlich auch vorkommen, dass bloss eine Stromleitung in den Kasten bezw. in den Quecksilberkontakt zugeführt ist, in welchem Falle der zweite Polanschluss des letzteren gleich durch Vermittlung des Gehäuses oder auch mit Hilfe einer besonderen Erdleitung an Erde gelegt wird.

Solange die Druckschiene ihre höchste Lage einnimmt, steht die Hebeschiene D mit ihrer vollen Breite vor dem hakenförmig gebildeten Ende F_2 des Winkelhebels F_1 F_2 brechung des Stromweges, sowie die Festlegung der Druckschiene A in der niedergedrückten Lage.

Um die letztere in die hochgehobene Lage versetzen zu können, ist die Streckenschaltervorrichtung mit der Stellvorrichtung des zugehörigen Signals in irgend einer geeigneten Weise in mechanische Verbindung gebracht, derart, dass beim Ziehen des Signals auf „*Freie Fahrt*" zugleich auch die Ausrückung des Hakens F_1 bewirkt wird, indem die Drahtzugvorrichtung des Signals die senkrecht auf das Gleis durch das Gehäuse P geführte Schubstange K im Sinne des Pfeiles (Fig. 12) bewegt. Diese Stange trägt den im Gelenk beweglichen Daumen L, welcher die bekannte Anordnung besitzt, auf dem Wege nach rechts einem Hindernis nicht ausweichen zu können, weil sich M gegen den auf K festgenieteten Backen N stemmt, während er in entgegengesetzter Richtung zur Seite gedrückt und sobald er an dem Hindernis vorübergekommen ist, durch sein Eigengewicht wieder aufgerichtet wird. Dieser Daumen L trifft mit seiner Keilfläche i bei der besagten Signalumstellung den längeren Arm F_1 (Fig. 11) des Winkels F_1 F_2 und zwingt denselben mit F_1 nach aufwärts auszuweichen,

wobei F_1 aus G ausspringt und D von E angetrieben die Druckschiene A hochhebt. Bei der Rückstellung des Signals von *„Freie Fahrt“* in die Normallage *„Halt“* wird wohl auch die vorhin nach rechts gezogene Schubstange denselben Weg wieder nach links zurücklegen, ohne jedoch diesmal auf F_2 einen Einfluss mehr nehmen zu können, weil beim Vorüberkommen des Daumens L derselbe diesmal seitlich ausweicht. Der Streckenstromschalter verbleibt sonach in der vom Zuge erhaltenen niedergedrückten Lage, bis er anlässlich der nächsten Zugfahrt beim Freistellen des Signals wieder eine neuerliche Auslösung durch den rechtsgehenden Daumen L erfährt. Die zwischen der Stelleitung des Signals und der Stange K erforderliche Verbindung kann allenfalls sehr einfach dadurch erzielt werden, dass eine in den Drahtzug eingeschaltete Rollenscheibe ihre Drehbewegungen durch Vermittlung eines Krummzapfens und einer angelenkten Pleuelstange in eine hin- und hergehende gradlinige Bewegung umwandelt. Uebrigens kann selbstverständlich diese Bewegungsübertragung ebensogut in irgendeiner beliebigen anderen Weise durchgeführt werden.

(Schluss folgt.)

Schnellfahrversuche mit Dampflokomotiven.

Die grossen Erfolge, welche die Studiengesellschaft für elektrische Schnellbahnen bei ihren Versuchsfahrten zu verzeichnen gehabt hatte und die für die Gegner des Dampfbetriebes zu beweisen schienen, dass nunmehr das Ende der Herrschaft der Dampflokomotive gekommen sei, veranlassten den preussischen Minister der öffentlichen Arbeiten, im Anschluss an die Versuchsfahrten der beiden elektrischen Schnellbahnwagen Fahrversuche mit Dampflokomotiven auf derselben Strecke vornehmen zu lassen. Das Ziel dieser Versuche war allerdings nicht die Erreichung einer besonders hohen Geschwindigkeitsziffer oder die Feststellung der Dauerleistung moderner, für den Schnellverkehr gebauter Lokomotiven, sondern der Wunsch, die Sicherheitsgrenze für einen geregelten Betrieb zu finden unter der Voraussetzung, dass schwere Züge mit hoher Geschwindigkeit gefahren werden sollen. Trotzdem ging man bei den Versuchsfahrten stets bis zur vollen Ausnutzung der Leistungsfähigkeit der Maschinen, die mit ihrem vierachsigen Tender entweder einen Zug von sechs D-Wagen oder einen solchen von drei D-Wagen zu befördern hatten.

Ein amtlicher Bericht über das Ergebnis der Versuchsfahrten liess recht lange, fast ein Jahr, auf sich warten, und zwar, wie aus dem nunmehr vorliegenden Berichte selbst hervorgeht, aus sachlichen Gründen; dagegen erschien schon im Heft 15 des Jahrganges 1904 der „Woche“ ein kurzer Bericht, aus dem man wenigstens die erreichten Höchstgeschwindigkeiten entnehmen und ersehen konnte, dass man in den Erwartungen, die man bei Anstellung der Versuchsfahrten gehegt hatte, nicht getäuscht war. Aus dem amtlichen Berichte, der inzwischen im 1. Heft des Jahrganges 1905 des „Organs für die Fortschritte des Eisenbahnwesens“ erschienen ist, lässt sich ferner erkennen, dass es, für die nächste Zukunft wenigstens, sehr wohl möglich erscheint, einen *wirtschaftlichen* Schnellverkehr noch immer mit Dampflokomotiven aufrecht zu erhalten. Gerade der wirtschaftliche Gesichtspunkt dürfte bei der Beurteilung der Frage, ob elektrischer Betrieb oder Dampfbetrieb zweckmässiger sei, vorderhand *für* den Dampfbetrieb sprechen; ein Schnellverkehr mit elektrischen Lokomotiven oder Motorwagen und mit Geschwindigkeiten wie diejenigen der Versuchsfahrten für den *Dauerbetrieb* würde nicht nur einen viel schwereren Oberbau als den gegenwärtig auf den Hauptstrecken liegenden erfordern, sondern auch eine ganz andere Linienführung mit sehr grossen Krümmungsradien, also einen vollständigen Umbau oder eine Ergänzung des bestehenden Bahnnetzes notwendig machen. So interessant diese Frage ist, so kann an dieser Stelle auf sie doch nicht näher eingegangen werden, da ihre Behandlung zu weit vom Thema abführen würde. Es sei daher nur auf den schon genannten kurzen Bericht in der „Woche“ hingewiesen und bemerkt, dass auch in vielen Fachzeitschriften diese Frage bereits des öfteren eingehend erörtert worden ist. Dass gerade unter den gegenwärtigen Verhältnissen ein wirtschaftlicher Betrieb mit den Dampflokomotiven neuester Bauart noch gut aufrecht zu erhalten ist, sollten die Versuche zeigen und haben es auch gezeigt.

In den folgenden Zeilen sollen aus dem amtlichen Berichte einige allgemein interessierenden Beobachtungen und Versuchsergebnisse mitgeteilt werden. Einen vollkommenen, unmittelbar einen Vergleich gestattenden Ueberblick über die Fahrtergebnisse bietet selbst dieser amtliche Bericht nicht, vielmehr gibt auch er stets nur einige Beispiele aus den einzelnen Versuchsgruppen.

Die Versuchsstrecke, Als Versuchsstrecke diente die für die Versuchsfahrten mit den Schnellbahnwagen bereits besonders vorbereitete 23 km lange Strecke Marienfelde—Zossen der preussischen Militärbahn Berlin—Jüterbog. Diese Strecke verläuft ohne besonders starke Steigungen und Gefälle, die sämtlich zwischen den Grenzwerten 1 : 320 und 1 : 200 liegen, und weist auch sehr lange gerade Streckenabschnitte auf, die durch Krümmungen von grossem Radius miteinander verbunden sind. Der kleinste Krümmungsradius beträgt nämlich immer noch 1000 m, der grösste 6500 m. Die fünf Stationen der Strecke liegen sämtlich in der Wagerechten, sie wurden stets mit unverminderter Geschwindigkeit durchfahren.

Der Oberbau der Versuchsstrecke bestand aus Schienen von 12 m Länge mit einem Gewicht von 43,4 kg/m. Jede Schienenlänge ruhte auf 17 Schwellen. Neben den Gleisschienen waren stellenweise noch Leitschienen vorgesehen, die in den Weichen herausnehmbar eingerichtet waren, aber bei Fahrten mit Geschwindigkeiten von über 100 km/St. eingebaut blieben.

Die Versuchszüge. Wie schon erwähnt wurde, bestanden die Versuchszüge aus drei oder sechs D-Wagen, von denen ein Wagen mit verschiedenen Messeinrichtungen ausgerüstet war. Vor den Zügen lagen moderne Schnellzuglokomotiven mit vierachsigem Tender, welche in drei Gruppen mit zwei, drei oder vier Zylindern eingeteilt werden können. An Zweizylinderlokomotiven nahmen teil eine $^2/_4$ gekuppelte Heissdampflokomotive mit Zwillingswirkung und die bekannte $^2/_4$ gekuppelte Verbund-Schnellzuglokomotive der Preussischen Staatsbahnen. Die Dreizylinderanordnung wurde vertreten durch eine $^2/_6$ gekuppelte, dreizylindrige Verbund-Schnellzuglokomotive, Bauart *Wittfeld.* Von den in letzter Zeit sehr beliebt gewordenen Vierzylinderlokomotiven erschienen sogar drei, und zwar zwei nach der Bauart *de Glehn* und eine nach der Bauart *v. Borries.* Die hauptsächlichsten Abmessungen all dieser Lokomotiven lässt die nachstehende Tabelle (S. 237) erkennen, zu der erläuternd nur noch folgendes bemerkt sei:

Von den Zweizylindermaschinen trat nur die Heissdampflokomotive mit in den eigentlichen Wettbewerb, dagegen nicht die $^2/_4$ gekuppelte Verbund-Schnellzuglokomo-



	$^2/_4$ gek. Heissdampf-Lokomotive	$^2/_4$ gek. Verbund-Schnellzug-Lokomotive	$^2/_6$ gek. Dreizylinder-Verbund-Schnellzug-Lokomotive	$^2/_4$ gek. Vierzylinder-Verbund-Schnellzug-Lokomotive nach *de Glehn*	$^2/_5$ gek. Vierzylinder-Verbund-Schnellzug-Lokomotive nach *de Glehn*	$^2/_5$ gek. Vierzylinder-Verbund-Schnellzug-Lokomotive nach *v. Borries*
	1	2	3	4	5	6
Dampfüberdruck . . . . at	12	12	14	14	14	14
Zylinderdurchmesser . . . . mm	2 × 530	460/680	3 × 524	$2 \times \frac{340}{530}$	$2 \times \frac{340}{560}$	$2 \times \frac{360}{560}$
Kolbenhub . . . . „	600	600	630	640	640	600
Triebraddurchmesser . . . . „	1980	1980	2200	1980	1980	1980
Heizfläche (einschl. Ueberhitzer) . . . . qm	101,7 + 30,75	118	257	122	155	162
Rostfläche . . . . „	2,27	2,27	4,2	2,28	2,72	2,70
Lokomotivdienstgewicht . . . . t	54	52	88	57,7	66	61,4
Reibungsgewicht . . . . „	32	31	36	32	32	32
Tendergewicht beladen . . . . „	43	43	59,6	43	46	44,5
Achsstand der Lokomotive . . . . . . m	7,6	7,4	11,485	7,45	8,2	9,0
„ , ganzer, von Lokom. u. Tender „	15,1	14,715	20,785	14,59	15,4	15,4

tive, die zu den Fahrten nur zu Vergleichszwecken herangezogen worden war und garnicht genug Dampf für hohe Geschwindigkeiten hergeben konnte. Bei der Dreizylinderlokomotive, welche im Grunde genommen nur eine Verbundlokomotive mit dem Zylinderverhältnis 1 : 2 ist, liegt der Hochdruckzylinder innerhalb des Rahmens und wirkt auf die vordere Triebachse, während die Niederdruckzylinder, aussen am Rahmen angeordnet, auf die zweite Triebachse in der Weise einwirken, dass ihre Kurbeln unter sich gleichgerichtet, gegen die des Hochdruckzylinders aber um 90° versetzt sind. Vor und hinter den Triebachsen befindet sich je ein zweiachsiges Laufdrehgestell. Die Anordnung der Zylinder bei den Vierzylinderlokomotiven nach Bauart *de Glehn* zeigt Fig. 1. Dieselbe lässt erkennen, dass die aussenliegenden Hochdruckzylinder auf die hintere, die innenliegenden Niederdruckzylinder auf die vordere Triebachse wirken. Die Hochdruckzylinder liegen näher nach dem Führerstande zu als der Niederdruckzylinder. Vor den Triebachsen liegt bei Lokomotive No. 5 der Tabelle noch ein zweiachsiges Laufachsendrehgestell, hinter demselben eine einfache, d. h. feste Laufachse. Bei der Bauart *v. Borries* dagegen liegen, wie Fig. 2 zeigt, alle vier Zylinder in gleicher Höhe und wirken auf dieselbe Triebachse, dagegen liegen die Hochdruckzylinder innerhalb, die Niederdruckzylinder ausserhalb des Rahmens. Die hintere Laufachse ist beweglich, vor den Triebrädern ist noch ein zweiachsiges Laufdrehgestell angeordnet.

Fig. 1.

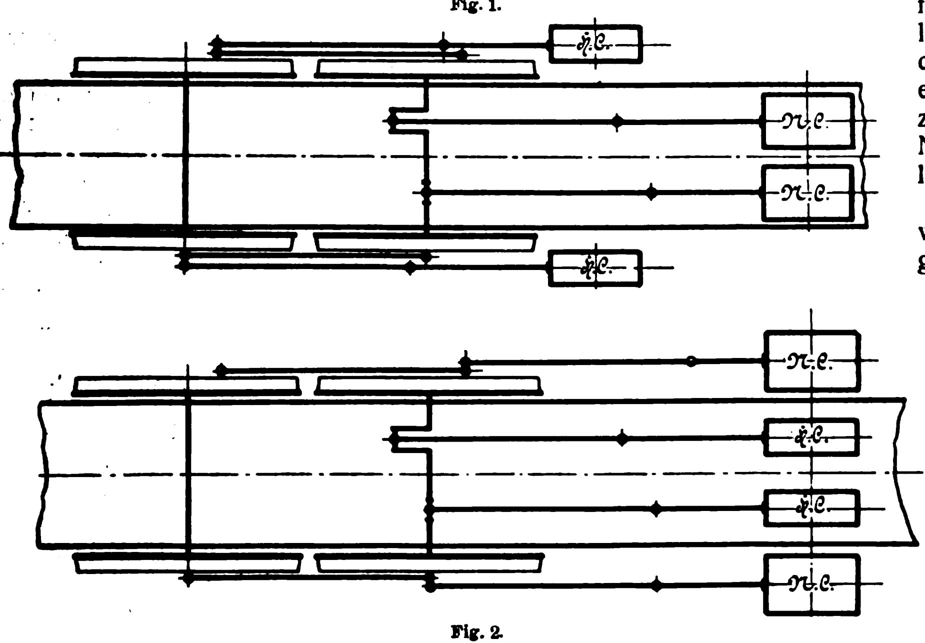


Fig. 2.

Aus der Tabelle kann man eine ziemliche Gleichwertigkeit der Lokomotiven vermuten. Dass die $^2/_4$ gekuppelte Verbund-Schnellzuglokomotive nur 12 at Dampfüberdruck aufweist, erklärt sich aus ihrem Alter, denn erst in der jüngsten Zeit ist man zur allgemeinen Erhöhung des Dampfüberdruckes auf 14 at übergegangen. Auch die Heissdampflokomotive zeigt einen Dampfüberdruck von nur 12 at, was sich aus dem Bestreben erklärt, bei Heissdampflokomotiven aus wirtschaftlichen Gründen überhaupt auf einen geringeren Dampfüberdruck wieder herabzugehen — selbst bis auf 10 at herab —, ohne die Leistungsfähigkeit der Maschine zu beeinträchtigen. Grössere Unterschiede zeigen auch die Heizflächen, doch genügten die Kesselleistungen auf der Versuchsstrecke, um die Höchstleistung der Maschinen zu erproben; allerdings stellenweise unter ziemlicher Anstrengung des Kessels. Nur in Einzelfällen liess die Kesselleistung zu wünschen übrig.

Versuchsfolge. Die Versuchsfahrten wurden mit jeder Maschine einzeln in gewisser Reihenfolge vorgenommen. Nachdem man zunächst mit dem Zuge aus sechs Wagen die Strecke mit einer Geschwindigkeit von 60 km/St. durchfahren hatte, um die richtige Wirkung aller Messinstrumente festzustellen und zugleich einen Anhaltspunkt für das Wachsen der Ausschläge bei Steigerung der Geschwindigkeit zu erhalten, ging man zu 80 und 100 km in der Stunde über und behielt diese Geschwindigkeiten so lange bei, bis die Messergebnisse völlig einwandfrei waren; erst dann ging man zu noch höheren Geschwindigkeiten über, die man entweder bis zu den gewollten 120 km/St. oder bis zur Höchstgrenze unter voller Ausnutzung der Maschine und meist auch des Kessels steigerte. Die Fahrt mit der Höchstleistung wurde stets mehrmals wiederholt. Aehnlich verfuhr man bei den Fahrten mit den Zügen aus drei D-Wagen, doch begann man hier gleich mit Geschwindigkeiten von 100 km/St. Um bei der verhältnismässig kurzen Strecke möglichst lange mit der Höchstgeschwindigkeit fahren zu können, fuhr man mit möglichster Beschleunigung an, so dass die erstrebte Geschwindigkeit auch möglichst schnell erreicht wurde, und führte am Schluss der Fahrt eine Notbremsung

aus, die den Versuchszug noch vor dem Einfahrtssignal zum Halten brachte.

Messungen und Aufzeichnungen, Versuchsergebnisse. Während jeder Fahrt wurden verschiedene Messungen und Aufzeichnungen vorgenommen; sie erstreckten sich auf:

a) die Feststellung allgemein wichtiger Grössen, wie z. B. Zeit, Weg, besonders bemerkenswerte Punkte, Windgeschwindigkeit,
b) das Verhalten des Zuges und der einzelnen Fahrzeuge, namentlich der Lokomotiven und des Tenders während der Fahrt,
c) die Beobachtung der Lokomotivmaschine.

Zu a. Vor Beginn jeder Fahrt wurde zunächst die Windgeschwindigkeit in m/Sek. gemessen, um den Einfluss des Windes und den Luftwiderstand bestimmen zu können; während der Fahrt wurden ausserdem noch Aufzeichnungen über die Fahrzeit und die durchfahrene Strecke gemacht, wobei besonders bemerkenswerte Punkte der Strecke und der Fahrt, wie z. B. Kilometersteine, Anfahrzeit, Beginn und Ende des Bremsens, besonders starke Bewegungen der Lokomotiven u. a. m. noch besonders aufgezeichnet wurden. Die Aufzeichnung der Fahrzeit geschah alle zwei Sekunden, die der Strecke nach jeder Radumdrehung, die der „wichtigen Punkte“ durch besondere Stromschliesser von der Strecke aus oder von Hand durch den Lokomotivführer. Fig. 3 gibt ein

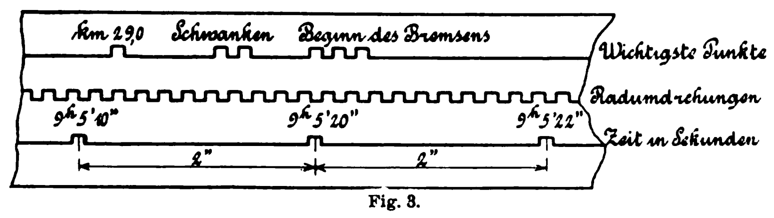


Fig. 3.

Bild verschiedener Aufzeichnungen auf dem Papierstreifen des Apparates. Die Figur lässt erkennen, wenn man die Linie der Radumdrehungen mit derjenigen der Zeit vergleicht, dass die Versuchsstrecke einen sehr langen, unübersichtlichen Papierstreifen erfordert, so dass auch die Ausmittlung der einzelnen Werte aus den Aufzeichnungen, namentlich die Feststellung der Geschwindigkeit aus den Radumdrehungen und den Zeitabständen sehr umständlich war.

Zu b. Die Messungen des Verhaltens der Fahrzeuge, namentlich von Lokomotive und Tender während der Fahrt, erstreckten sich zunächst auf eine Messung des Zugwiderstandes. Um diesen bestimmen zu können, war zwischen dem Tender und dem ersten Wagen an Stelle der Kupplung ein Zugkraftmesser eingehängt, dessen hauptsächlichste Anordnung aus Fig. 4 hervorgeht. Derselbe

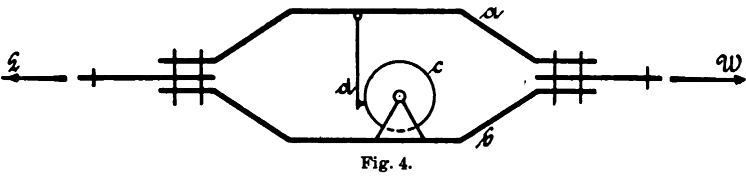


Fig. 4.

bestand aus zwei gebogenen, an ihren Enden mit dem Zughaken des Tenders bezw. dem des folgenden Wagens verbundenen Stäben *a* und *b*, die sich infolge der in ihnen auftretenden Spannungen gegenseitig verschieben. Die Verschiebung wird mittels eines an dem einen Stabe angebrachten Stiftes *d* auf eine am andern Stabe vorgesehene Papiertrommel übertragen. Da die Stäbe *a* und *b* auch eigenen Schwingungen unterworfen sind, kann die Aufzeichnung wohl einzelne Höchstwerte genau angeben, ist jedoch nicht zum Ablesen der mittleren Zugkraft geeignet, da man statt einer Geraden eine Zickzacklinie von bisweilen sehr erheblichen Ausschlägen erhält. Für die Versuche wurde als gemessener Zugwiderstand der Wert angenommen, welcher der Mitte der Zickzacklinie entsprach. Im Mittel wurden im Zustande der grössten Geschwindigkeit Zugkräfte von 1300—1500 kg gemessen.

Ferner wurden gemessen die Ausschläge des Zapfens und des äussersten Punktes des Drehgestelles sowie die Bewegungen der Laufachsen gegen den Lokomotivrahmen. Diese Messungen fanden in der Weise statt, dass mit den Drehgestellrahmen oder mit der Achse verbundene Arme die Bewegungen auf den Schreibstift einer seitlich am Lokomotivrahmen angeordneten Papiermesstrommel mittels Hebel übertrugen, während der Ausschlag des Tenders gegen die Lokomotive in einfacher Weise mittels eines an der Lokomotive befestigten Schreibstiftes, der durch eine Feder auf ein am Tender befestigtes Stück Papier gedrückt war, aufgezeichnet wurde. Im allgemeinen haben sich die Ausschläge des Drehgestells und der Laufachsen beim Anfahren etwas grösser erwiesen als während des Dauerzustandes, was sich wohl aus dem stärkeren Arbeiten der Lokomotiven beim Anfahren erklären mag. Starke Ausschläge ergaben sich auch beim Durchfahren von Weichen oder beim Einlaufen in Gleisbögen. Die Unterschiede in den Ausschlägen der Drehgestelle am Zapfen und an den äussersten Punkten gegen den Lokomotivrahmen sind zum Teil, namentlich auch bei hohen Geschwindigkeiten, ziemlich bedeutend gewesen, woraus hervorgeht, dass die Drehgestelle infolge des Anlaufens der Spurkränze an die Schienen ziemlich stark arbeiten. Ferner zeigte sich auch, dass schlechte Stellen im Gleis von starkem Einfluss auf die störenden Lokomotivbewegungen waren, dass also im regelmässigen Betriebe die Lokomotiven im allgemeinen nicht so ruhig wie auf der gut unterhaltenen Versuchsstrecke laufen werden. Dagegen tragen starke, nicht leicht nachgiebige Rückstellfedern sehr zur Ruhe des Ganges bei hohen Geschwindigkeiten bei, da sie das Drehgestell weniger nachgiebig machen und damit das Schlingern, das hierdurch bedingt ist, vermindern. Sehr erhebliche Zuckungen traten bei der Heissdampflokomotive bei einer Geschwindigkeit von etwa 125 km/St. und bei der Dreizylinderlokomotive Bauart *Wittfeld* bei einer Geschwindigkeit von etwa 115 km/St. auf, wenn der Zug nicht fest gekuppelt war. Die Zuckungen waren zum Teil so stark, dass sie im Zugkraftmesser Spannkräfte bis 11 000 kg hervorriefen; sie sind nach dem amtlichen Bericht auf ein Zusammenfallen der Schwingungszeit der Tenderfedern und der Umdrehung der Lokomotivmaschine zurückzuführen. Für diese Erklärung spricht, dass die Zuckungen aufhörten, wenn die Lokomotive eine um etwa 5 km/St. höhere Geschwindigkeit erlangt hatte, oder wenn der Zug mit dem Tender fest verkuppelt war. Bei den Vierzylinderlokomotiven traten derartige Zuckungen nicht auf, selbst wenn die Maschinen bei Leerfahrten eine Geschwindigkeit von 130 km/St. erreichten. Der Grund hierfür liegt offenbar in der Massenausgleichung, die bei den Vierzylinderlokomotiven eine sehr günstige ist, dagegen bei den Zweizylinderlokomotiven — denen in diesem Falle die dreizylindrige, aber ebenfalls nur einfache Verbundlokomotive nach *Wittfeld* gleich zu achten ist — bekanntlich nur bis zu einem gewissen Grade zu erreichen ist. Die beobachteten starken Zuckungen waren also teilweise mit durch die Eigenart der Zweizylinderlokomotiven begründet. Die Bewegungen der Lokomotive gegen den Tender zeigten keine auffallenden Erscheinungen, weite Ausschläge traten nur beim Durchfahren einzelner Weichen ein.

Zu c. Die Beobachtungen der Lokomotivmaschine wurden in der Weise vorgenommen, dass auf der Lokomotive selbst in Zwischenräumen von 1—2 Minuten Auf-

schreibungen gemacht wurden über Zeit, Geschwindigkeit, Ort, Füllung im Hochdruck- und Niederdruckzylinder, Kesselspannung, Luftverdünnung in der Rauchkammer und besonders auffällige Eigenbewegungen der Lokomotive. Bei der Heissdampflokomotive wurden auch noch Messungen des Druckes im Schieberkasten vorgenommen.

Wie schon erwähnt wurde, bieten die Ergebnisse dieser Beobachtungen kein Bild, das einen unmittelbaren Vergleich der einzelnen Maschinen miteinander gestattete. Der Grund hierfür liegt in der verschiedenen Leistungsfähigkeit der Kessel. So blieb bei der vierachsigen Vierzylinderlokomotive, Bauart *de Glehn* (No. 4) die Dampfentwicklung hinter der Maschinenleistung zurück. Aus demselben Grunde musste während einer Fahrt der anderen Vierzylinderlokomotive nach Bauart *de Glehn* beim Anfahren des aus sechs Wagen gebildeten Versuchszuges mit Dampf gespart werden, um beim Erreichen der Höchstgeschwindigkeit genügend Dampf zur Verfügung zu haben. Gut abgeschnitten hat dagegen die *v. Borries*sche Bauart, die gegen die zuerst erwähnte Lokomotive eine Mehrleistung aufwies. Der Bericht erblickt den Grund hierfür in dem geringen Eigenwiderstand der Lokomotive, in dem Einbau der Kolbenschieber statt Flachschieber im Hochdruckzylinder, in der günstigen Anordnung des Triebwerkes und in dem Ausgleich der Kolbenkräfte an einer Welle.

Der amtliche Bericht zieht aus den auszugsweise mitgeteilten Betriebsergebnissen die Folgerung, „dass die jetzt im Betriebe befindlichen Schnellzuglokomotiven auf einer Strecke mit schwerem Oberbau ohne Gefahr noch mit 120 km/St. laufen können, dass es sich jedoch mit Rücksicht auf Krümmungen und schlechte Stellen im Gleise nicht empfiehlt, die $^2/_5$ gekuppelten Schnellzuglokomotiven bei Geschwindigkeiten über 110 km/St. zu verwenden. Für Fahrten über 110 km/St. dürfte es sich empfehlen, nur $^2/_4$ gekuppelte Lokomotiven zu verwenden, wenn aber die Kesselleistung bei diesen nicht ausreichen sollte, zur $^2/_6$ gekuppelten Lokomotive überzugehen". Hierbei ist die Frage nach Zahl und Anordnung der Zylinder ganz offen gelassen, doch wird gelegentlich der Besprechung der störenden Bewegungen der Lokomotiven betont, dass die Schlingerbewegungen auch bei Schnellbetrieb eine Zweizylinderlokomotive ohne weiteres zulassen würde, dass man aber doch wegen des besseren Massenausgleiches gegen Zucken zur Vierzylinderlokomotive übergehen wird — trotzdem der Eigenwiderstand grösser wird! —, wenn es nicht gelingt, durch Abstimmung der Tenderfedern das Zucken zu beseitigen. Die Verwendung von Heissdampf wird empfohlen, wie es ja nach den bisherigen Erfahrungen mit den Heissdampflokomotiven nicht anders zu erwarten war. — Die Versuche haben also den Weg gewiesen, in welcher Richtung der Lokomotivbauer vorzugehen hat, wenn er in dem Wettbewerb zwischen Dampfbetrieb und elektrischen Betrieb im Schnellverkehr nicht unterliegen will. *—l.*

Das Trocknen der Gebläseluft bei Hochöfen.

Der Präsident des American Institute of Mining Engineers und Vizepräsident der Carnegie-Werke in Pittsburg, *Gayley*, berichtete in der Sitzung des Iron and Steel Institute vom 26. Oktober v. J. über die Verwendung der *getrockneten Gebläseluft* bei einem Hochofen der Isabellawerke bei Pittsburg (Carnegie), wodurch sich eine Ersparnis von nahezu 20 v. H. Koks und eine Mehrerzeugung von etwa 25 v. H. herausgestellt habe.[1])

Gayley führt dies zurück auf die Ersparnis, welche durch den Entfall der Verdampfung eines Teiles des in der Luft enthaltenen Wassers stattfinden müsse. Letzterer stellt sich auf Grund sorgfältiger Beobachtungen auf etwa 9 g für das Kubikmeter, während etwa 4000 cbm Luft für die Tonne Eisen verbraucht werden. Die Grundlage hierzu waren Versuche, welche in der Zeit vom 25. August bis 9. September und 17. August bis 30. September v. J. angestellt worden sind und nunmehr dort zu einem dauernden Betrieb geführt haben. Die Trocknung wird erzielt durch starke Abkühlung der Gebläseluft mit Hilfe gewaltiger Ammoniakeismaschinen.

Diese ganz überraschenden Resultate sind an verschiedenen Orten Gegenstand eingehender Debatten geworden und haben stellenweise grösseren Widerspruch hervorgerufen.

In der Versammlung des Deutschen Eisenhütten-Vereins am 15. November v. J.[2]) wies bereits Dr. Ing. *Lürmann*, Berlin, die Unwahrscheinlichkeit zahlenmässig nach. Auch Professor *Osann*, Clausthal,[3]) beweist durch genaue Nachrechnung der zum Betrieb des Hochofens erforderlichen Wärmemengen, dass anstatt der von *Gayley* beobachteten Koksmenge von 77,7 kg auf 100 kg Roheisen mindestens 83,5 kg gesetzt werden müsse. Er führt die Zahlen *Gayleys* zurück auf den Umstand, dass ein bis dahin schlecht gehender Ofen durch die bei den Versuchen vorgenommenen Aenderungen, bei denen wahrscheinlich auch die grössere Gewichtsmenge des eingeblasenen Windes eine grosse Rolle spiele, eine günstigere Durchsatzzeit erhalten worden sei. Auch wurde in den Debatten des Deutschen Eisenhütten-Vereins darauf hingewiesen, dass bei der vorhandenen Verbindung mehrerer Hochöfen es leicht möglich sei, dass Fehler in den Leitungen mitgespielt hätten.

Diesem von *Osann* angegebenen Umstand ist gewiss grosse Beachtung zu schenken. Indessen ist es doch nicht recht wahrscheinlich, dass die berühmte Anlage in Etna (Carnegie) jahrelang so unvorteilhaft gearbeitet habe, dass die mit der Einrichtung der Trockenanstalt verbundenen Umänderungen an sich die ausserordentliche Wirkung hervorgebracht haben sollten, welche die hüttenmännische Welt in Staunen versetzt hat.

In diesem Sinne verdient vielleicht die Auffassung von *Schmidthammer*, Karpfenberg, eine grössere Beachtung, als ihr bisher geworden ist.

Schmidthammer[4]) berechnet zunächst die durch das Trocknen der Gebläseluft hervorgebrachte Ersparnis auf 2,2 v. H. bei 31 kg Wasser für die Tonne erzeugten Roheisens und folgert daraus ebenfalls, dass hierin ein besonderer Vorteil nicht zu finden sei. Er findet aber die Erklärung in der höheren pyrometrischen Wirkung der Verbrennung vor den Formen. Die Temperatur im Hochofen berechnet sich bei feuchter Luft — 12,66 kg Luft mit 0,126 kg Wasser auf 1 kg Koks — zu 2294 Grad, während unter sonst gleichen Umständen die trokkene Luft 2465 Grad, also 171 Grad mehr liefere. Diese Temperaturerhöhung vergrössere den Fokus, was auf die Regelmässigkeit des Ofenganges von günstigstem Einfluss sein müsse.

Schmidthammer schliesst daraus. dass die Anwendung

[1]) Revue de Métallique, 1904, S. 651.

[2]) Stahl und Eisen, 1905, 1, S. 3.

[3]) Stahl und Eisen, 1905, 2, S. 73.

[4]) Stahl und Eisen, 1904, S. 1372.



trockener Luft auch für andere Prozesse, wie bei der Birne und dem *Simens-Martin*-Ofen von günstigem Einfluss sein könne.

Auch *Le Chatelier*[5]) kann sich nicht entschliessen, die Erfolge des Amerikanischen Hochofens als einen allgemeinen Fortschritt anzuerkennen. Er stellt drei Fragen: Sind die angegebenen Resultate richtig? — Lassen sie sich in irgend einer Weise für unser Land (Frankreich) nutzbar machen? und: Wodurch sind diese Resultate erreicht worden?

An der Richtigkeit der vorgelegten Zahlen sei nicht zu zweifeln, aber ein Hochofen kann sehr verschiedene Resultate zeitigen je nach der Möllerung und den verschiedenen den Prozess beherrschenden Umständen. Er sagt also in dieser Beziehung dasselbe, was auch in den Verhandlungen der Deutschen Eisenhüttenleute zum Ausdruck gelangt ist. Insbesondere macht *Le Chatelier* auf die Aenderung der Temperatur der Gebläseluft von 385 Grad auf 465 aufmerksam, für die eine stichhaltige Erklärung nicht vorliege. Er betont, dass die künstliche Trocknung der Luft durch Herabminderung des Wassergehaltes auf 4 g kaum einen anderen Erfolg haben könne, als die natürliche Herabziehung des Wassergehaltes der Luft im Winter, welcher oft zu 5 g beobachtet würde.

Die Verhältnisse in Frankreich lägen in bezug auf die Luftfeuchtigkeit ähnlich wie in den Vereinigten Staaten, nämlich 10 g Wasser auf den Kubikmeter im Mittel. Die anderen diesbezüglichen Verhältnisse seien jedoch derart, dass ein Vergleich kaum zulässig sei. Aber eine Begründung der in Amerika erhaltenen Resultate kann auch *Le Chatelier* nicht geben und hält es für das beste, wenn der Versuch im grossen in der erforderlichen Weise wiederholt würde.

Es mag daher gestattet sein, der Frage noch von anderer Seite näher zu treten.

Zunächst erscheint es nicht richtig, aus dem durch die feuchte Luft entstandenen Wärmeverlust die Wärme zu rechnen, welche erforderlich ist, das Wasser zu zerlegen; denn das Wasser tritt wieder als solches aus dem Hochofen und braucht zu seiner Rückbildung genau dieselbe Wärmemenge. Ebenso dürfte es nicht zutreffen, wenn als Wärmeverlust die zum Verdampfen des in der Luft enthaltenen Wassergewichts erforderlichen Wärme gerechnet wird, denn das Wasser hat in der Luft bereits Dampfform. Es ist also nur diejenige Wärme zu rechnen, die der Wasserdampf der Luft braucht, um von der Temperatur beim Eintritt auf die der austretenden Gichtgase erwärmt zu werden. Das wäre also noch weit weniger, als von *Gayley* angenommen.

Dagegen können die Störungen, welche das Wasser bei seinem Eintritt in den Hochofen anrichtet, doch vielleicht ernstlicher Natur sein. Der mit der Gebläseluft eintretende Wasserdampf findet herabtropfendes Eisen und Schlacke vor und es ist zu erwarten, dass ein ähnlicher Vorgang stattfindet wie beim *Puddeln:* der Sauerstoff geht an den Kohlenstoff des Eisens — unmittelbar oder, nach *List,* mit Hilfe der Schlacke — und bewirkt ein regelrechtes Frischen. Hier haben wir es mit dem Unterschied zwischen dem Sauerstoff der Luft und dem im Augenblicke des Entstehens zu tun: der erstere geht unbekümmert weiter und verbindet sich mit dem Kohlenstoff; er besorgt die Heizung, während der frisch aus dem Wasserdampf entstandene, wesentlich energischere seine unheilvolle Tätigkeit des Entkohlens ausübt. Diese muss ausgeglichen werden durch vorherige höhere Kohlung.

Wenn also eine bestimmte Eisensorte wieder erzielt werden soll, so muss offenbar der Feuchtigkeitszustand der Luft derselbe sein.

Hiernach würde man sich also doch mit dem Gedanken zu befreunden haben, dass die Erfolge *Gayleys* einen wissenschaftlichen Hintergrund haben und dass vielleicht nicht alles auf Irrtümer bezw. Täuschungen zurückzuführen sei. — Fälle der Art, dass praktische Resultate mit der gewohnten theoretischen Auffassung im Widerspruch stehen, kommen öfter vor und zeigen eben nur, dass letztere noch der Vertiefung bedarf. Ein Beispiel hierfür ist die Wasserstaubschmiede,[6]) bei welcher lediglich durch Einblasen von Wasserstaub durch die Form ein ganz erheblich besserer Erfolg erreicht wird. Auch hier könnte der Einwand erhoben werden, dass die zur Zersetzung des Wassers erforderliche Energie nicht überholt werden könne von der Wirkung der Bestandteile, wenn eben wieder das Wasser als solches mit den Verbrennungsprodukten abgeht. Aber die Wirkungen des Sauerstoffes sind, wie das bekannte Experiment im elementaren Chemieunterricht lehrt, eben andere, energischere, wenn er im Augenblick des Entstehens auftritt, als wenn er nur als Bestandteil der Luft an die Kohle tritt. Mit anderen Worten: die von der Theorie zu errechnende höchste Wirkung wird vollständiger erreicht, wenn die Körper unter günstigen Umständen aufeinander einwirken, als im anderen Falle. —

Le Chatelier macht, wie oben bemerkt, darauf aufmerksam, dass die Trocknung der Gebläseluft im Winter oft genug denselben Grad erreiche, der durch die künstliche Abkühlung gezeitigt wird. Hiernach wäre der Lösung des von *Gayley* vorgelegten Problems leicht durch Beobachtung der Hochöfen im Winter näher zu treten. Wenn die amerikanischen Zahlen richtig sind, muss sich ein ähnlicher Unterschied in dem Gange der Oefen bei feuchter und bei trockener Luft bezw. im feuchten Sommer und im trockenen Winter herausstellen.

Haedicke, Siegen.

[5]) Revue de Métallique, 1904, S. 653.

[6]) Technologie des Eisens, S. 10. Stahl und Eisen, 1897, S. 18.

Zuschrift an die Redaktion!

(Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion).

Sehr geehrte Redaktion!

Dem Unterzeichneten wird von Herrn *P. Möller* mitgeteilt, dass sein Bericht über Organisation von Maschinenfabriken in der „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure" bereits in Nrn. 40—44, Oktober 1903, veröffentlicht, während das Buch von Dr. *Grimshaw* erst in der zweiten Hälfte des Dezember 1903 erschienen ist.

Wäre nun diese letztere Tatsache dem Unterzeichneten s. Z. bekannt gewesen, so hätte derselbe in seiner Besprechung in D. p. J. vom 18. März 1905 selbstverständlich von einer Erwähnung des würdigen Vorgängers abgesehen.

Chemnitz, den 25. März 1905.

Hochachtungsvoll

Pregél.

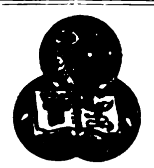
Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

86. Jahrg., Bd. 320, Heft 16. **Berlin, 22. April 1905.**

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Das Eisenbahn- und Verkehrswesen auf der Weltausstellung in St. Louis 1904.

Von Professor **M. Buhle** und Dipl.-Ing. **W. Pfitzner**, Dresden.

(Hauptbericht.)

(Fortsetzung von 1904, Bd. **319**, S. 706.)

Weltausstellungen waren von jeher der Anlass zum besonderen Studium des Verkehrswesens, insbesondere des Eisenbahnwesens. Eine erfolgreiche Weltausstellung kann nur an einem Verkehrszentrum stattfinden, und einen guten Teil des Erfolges wird sie der Pflege und Ausbildung des Verkehrs in ihrem Gelände und in ihren Hallen verdanken.

Weltausstellungen sollten einen Vergleich der Gesamtleistungen aller beteiligten Nationen ermöglichen. Naturgemäss wird jedoch stets das Heimatland der Weltausstellung an Umfang und Inhalt mehr vorführen als die fremden Nationen. Der Vergleich der Leistungen ist deshalb nur mit grossen Einschränkungen möglich, meist bleibt nur das Studium und die Kenntnisnahme von den Fortschritten des veranstaltenden Landes.

A. Transportgebäude. B. Maschinengebäude. C. Kesselhaus. D. Elektrizitätsgebäude. E. Weichen- und Signalausstellung der preussischen Staatsbahnen.

Fig. 12. Lageplan der Weltausstellung in St. Louis.

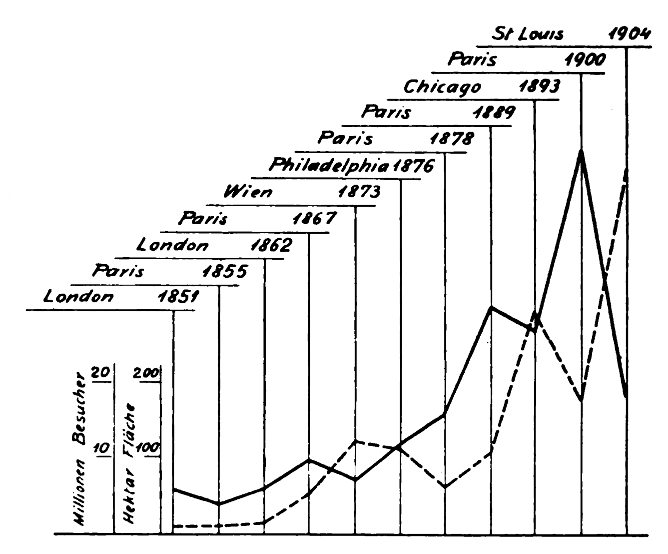
Das gilt umsomehr, je weiter der Ort der Ausstel-

lung vom Kulturmittelpunkt der Erde entfernt ist, und insofern ist es durchaus erklärlich, dass die Weltausstellung in St. Louis fast nur eine amerikanische Ausstellung war. Sie war nicht einmal vollständig in bezug auf Amerika; wieder weil sie dem Schwerpunkt der amerikanischen Kultur schon zu fern lag. Trotzdem aber bot sie in bezug auf Eisenbahn und Verkehr viel Interessantes, denn Amerika ist in erster Linie das Land des Verkehrs. Mehr als die Hälfte des überhaupt von der Technik auf der Ausstellung belegten Platzes gehörte dem Verkehrs- und Transportwesen, und der persönliche Besuch überzeugte wohl einen jeden, dass die Ausstellung der amerikanischen Lokomotiven und Wagen der Glanzpunkt der Maschinenindustrie war. Schliesslich bildete die rund 1500 km weite Entfernung der Stadt St. Louis von der atlantischen Küste noch gute Gelegenheit, die Eigenart des amerikanischen Verkehrs persönlich kennen zu lernen.

Was von fremden Ländern in bezug auf Verkehr und Eisenbahn Wesentliches gezeigt wurde, ist in der Hauptsache mit Ausnahme des Automobilwesens [2]) im Vorbericht [3]) bereits wiedergegeben. Nur Deutschland hatte die grossen Kosten und Mühen auf sich genommen, Lokomotiven in natürlicher Grösse [4]) vorzuführen. Es hat damit Erfolg und Anerkennung erworben, wenn auch vielfach die zierliche und leichte, aber darum gerade höher zu bewertende Bauart der deutschen Maschinen auf den an das Massige gewöhnten Amerikaner keinen Eindruck machte. Alle anderen ausseramerikanischen Länder hatten sich begnügt, wenn sie überhaupt derartiges Material vorführten, Modelle, Photographien und Zeichnungen auszustellen. Erwähnt seien Oesterreichs Darstellungen seiner Alpenbahnen, Belgien mit Zeichnungen und Modellen von Betriebsmitteln, Frankreich mit Zeichnungen und Photographien von Lokomotiven und Wagen fast aller Eisenbahngesellschaften, ebenso England, das ausserdem einige wenige Modelle von Salonwagen und Lokomotiven brachte. Auch Japan führte statistisches Material über die Ausdehnung seines Eisenbahn- und sonstigen Verkehrs vor.

Alle diese an sich inhaltreichen Ausstellungen traten gegen die Ausstellung des amerikanischen Eisenbahnwesens ganz zurück, der Hauptbericht wird sich daher nur mit diesem und mit dem Verkehr auf der Ausstellung selbst beschäftigen.

Die Weltausstellung in St. Louis war grösser als alle ihre Vorgängerinnen, sowohl in bezug auf das ganze Ausstellungsgelände, als auch auf die bebaute Fläche. Der Personenverkehr blieb jedoch erheblich hinter allen Erwartungen zurück. Die Besucherzahl ist im ganzen etwas über 19 Millionen gewesen, davon waren nur gegen 13 Millionen zahlende. Das ist rund ein Drittel weniger als s. Z. in Chicago, trotzdem die Ausstellung einen Monat länger geöffnet war. Somit hat die Ausstellung die vorher stetig zunehmende Kurve der Besucherzahlen unterbrochen (Fig. 13). Der Grund ist in der grossen Entfernung von den dichtbevölkerten Gebieten der Vereinigten Staaten zu suchen. Nur ein geringer Teil der Besucher kam aus dem Westen, die Mehrzahl von Osten, und trotzdem die zahlreichen Eisenbahnlinien von der Küste direkt und über Chicago erhebliche Erleichterungen für den Besuch gewährten, erreichte die Besucherzahl



Besuchszahlen (———) und Flächenraum (- - - - -) der Weltausstellungen bis 1904.

Fig. 13.

doch nur den oben angegebenen Betrag. Die Zahl der überseeischen Besucher war natürlich nur verschwindend.

Die Stadt St. Louis selbst, mit gegenwärtig nahezu 700 000 Einwohnern, konnte selbstverständlich auch nicht soviel Besucher liefern als s. Z. Chicago mit seinen 1 200 000 Einwohnern. Das Wetter war für den Besuch sehr günstig, die gefürchteten heiss-feuchten Nächte blieben während des ganzen Sommers aus, erst Ende September traten einige wirklich unangenehme Tage ein. Dies zeigt sich auch an der Besucherzahl in den verschiedenen Monaten. Allerdings sind die letzten Monate September—November die bevorzugten, doch ist keine besondere Minderheit in den Sommermonaten zu bemerken.

Die Einrichtungen zur Bewältigung des Verkehrs innerhalb der Stadt nach der Ausstellung waren reichlich und hätten auch für grössere Besuchermengen ausgereicht. Die Ausstellung, vergl. Fig. 14, Stadtplan von St. Louis, lag etwa 7 km vom Hauptbahnhof und 9,5 km vom Mississippi entfernt, in der westlichen Hälfte des Waldparkes (Forest Park). Die Hauptverkehrsrichtung war demnach ost-westlich; zehn Strassenbahnlinien liefen ungefähr parallel zu der in Fig. 14 [5]) dick eingezeichneten Dampfbahn (Wabash Railroad) mitten durch die Stadt; aus den nördlichen und südlichen, sehr weitläufig bebauten Stadtteilen (die Stadt zieht sich etwa 21 km am Mississippi hin) sorgten Nord-Süd-Strassenbahnen für die Zuführung.

Die Wabash-Eisenbahn hatte für die Ausstellung einen besonderen Fahrdienst eingerichtet, hauptsächlich als Anschluss für den Fernverkehr im Hauptbahnhof. [6])

Sie liess alle 15 Minuten einen Zug mit besonders für den Ausstellungsverkehr gebauten Wagen mit Seiteneingang abgehen, der in etwa 15 Minuten (nur eine Zwischenstation) auf dem ebenfalls besonders angelegten Ausstellungsbahnhof (s. Fig. 12, Lageplan der Ausstellung) anlangte. Aus Mangel an genügenden Haltestellen wurde diese Bahnverbindung von der Stadtbevölkerung so gut wie nicht benutzt, zeitweilig wurde der Betrieb hier bereits abends um 9 Uhr eingestellt.

Die Strassenbahnen brauchten für die Fahrt durch die ganze Stadt nahezu eine Stunde, doch waren sie wegen der Häufigkeit der Fahrgelegenheit und der sehr geräumi-

---

[2]) s. D. p. J. S. 81 u. f. d. Bd.

[3]) Ferner im Aufsatz: *„Schnellbahnwagen der Studiengesellschaft für elektrische Schnellbahnen in Berlin"*, 1904, Bd. **319**, S. 449 u. ff. Die Studiengesellschaft hatte grosse Photographien der Wagen und von einzelnen Teilen, ebenso graphische Darstellungen der Versuchsergebnisse zur Schau gebracht.

[4]) An dieser Stelle sei ergänzend richtig gestellt, dass die auf Seite 241, Bd. **319**, 1904, erwähnte *Gebirgs-Schnellzuglokomotive* wegen allzu hoher Unkosten nicht nach St. Louis gebracht worden ist. Sie wurde nur im Bild vorgeführt.

Von einer besonderen Beschreibung der noch von *Henschel* ausgestellten kleinen Tendermaschinen ist abgesehen worden, da sie nichts Wesentliches bieten. Ihre Hauptabmessungen werden in der im nächsten Heft folgenden Zusammenstellung I enthalten sein.

[5]) s. Fussnote [6]) S. 243.

gen Wagen [7]) bequem; oft folgten die Wagen im Halbminutenabstand. Sie führten unmittelbar vor die Tore der Ausstellung, stets in einer zwei- bis dreigleisigen Schleife

Fig. 14. Stadtplan von St. Louis.

endend. Niveaukreuzungen mit den Eisenbahnen waren nur von der *Suburban R. R.*, der einen grossen Strassenbahngesellschaft, am Ausstellungsbahnhof der *Wabash R. R.* durch Unterführung vermieden. Die Gleise der anderen Strassenbahngesellschaft, der *Transit R. R.*, führten kurz vor der Ausstellung über die Schienen der *Wabash*. Der leicht vorauszusehende Zusammenstoss ist natürlich nicht ausgeblieben.

Die Endschleifen waren meist eingezäunt und mit getrennten Ein- und Ausgängen versehen, die ausserdem von Beamten bedient wurden, so dass sich das Gedränge am Wagen selbst minderte. Der Verkehr wickelte sich auch nach Schluss der Ausstellung durchaus ruhig ab, da Publikum und Bahn sich gegenseitig anpassten.

Neben diesen als durchaus gut zu bezeichnenden Verkehrsmitteln war der Mangel ähnlicher Einrichtungen innerhalb der Ausstellung sehr auffällig. In dem etwa 3 × 2 km grossen Ausstellungsgelände (Fig. 12) war für den Personenverkehr zwischen den Hauptgebäuden nur sehr unzureichend gesorgt. Die Ausstellungsrundbahn mit elektrischem Betrieb, *Intramural Railroad* genannt, zog sich grösstenteils am Aussenumfang des bebauten Geländes herum, jedoch mit einer Unterbrechung gerade an der wichtigsten Stelle zwischen Station 17 und 1. Hier wäre eine Ueber- oder Unterführung der Bahn sehr zweckmässig gewesen, denn dann wäre die sicher von jedem Besucher mehr als einmal gewünschte Verbindung von Station 16 nach den Stationen 3 und 4 am Verkehrsgebäude usw. benutzbar gewesen. So blieb für diesen Fall nur der lange Umweg über die Schlangenwindungen im südwestlichen Teil, der eine Fahrzeit von mehr als einer halben Stunde erforderte. Ein Hinderungsgrund zur häufigeren Benutzung der Bahn war auch der ungewöhnlich hohe Fahrpreis von 10 Cents. Die Bahn blieb somit nur Besichtigungsbahn oder ein angenehmer, luftgekühlter Aufenthaltsort zum Ausruhen, und das erstere selbst nur unvollkommen, da sie sich auf einem grossen Teil ihres Weges hinter Wänden, Zäunen und Bäumen hinzog.

Technisch bot sie nichts Bemerkenswertes, die Züge bestanden nur aus Motorwagen und Anhänger, an den Endstationen 1 und 17 waren keine Schleifen.

Auch die sonstigen Verkehrsmittel waren mangelhaft, elektrische Automobile machten nur geschlossene Rundfahrten durch die Hauptstrassen der Ausstellung; zur Beförderung nur von Gebäude zu Gebäude wären sie zu teuer gewesen.

Von Hand geschobene Fahrstühle wurden sehr häufig benutzt, ebenso einige, eigentlich nur für Kinder bestimmte Miniatureisenbahnen mit kleinen, etwa einen Meter hohen Dampflokomotiven (s. unten) und drei bis vier Wagen in jedem Zug, die die günstigsten Verbindungen zwischen einzelnen Hauptgebäuden darstellten.

Die Regel bildeten sehr ermüdende, zum Teil sonnige Fusswanderungen, von einer Länge, die schon innerhalb der Gebäude den Wunsch nach einem Beförderungsmittel rege machen konnte. Die Handfahrstühle waren in den Ausstellungshallen zugelassen.

Unter den in ihrer Gesamtanordnung prächtig und imposant erscheinenden Hauptgebäuden sind in Fig. 12 die für das Verkehrswesen wichtigen mit Buchstaben bezeichnet. Das an den Gleisen erkennbare *Transportge-*

[6]) Dieser Bahnhof, erbaut 1892—94 und betrieben von der *Terminal Railroad Association* ist der Ausgangspunkt von 22 Eisenbahnlinien. Er ist mit seinen 32 Gleisen z. Zt. noch der grösste Bahnhof der Welt, hinsichtlich der Zugzahl steht er jedoch nicht an erster Stelle (die grösste Zugzahl von 862 weist der *Südbahnhof Boston, Mass.*, auf). Einen Ueberblick über die grössten Bahnhöfe gibt folgende Tabelle (zum Teil entnommen aus „*Der neue Haupt-Personenbahnhof in St. Louis*“, von *M. Buhle* und *G. Schimpff*, Deutsche Bauzeitung 1899, S. 297 u. f.

	Bahnhof	Länge m	Breite m	Grundfläche qm	Zahl der Gleise in der Halle
1	St. Louis, Hauptbahnhof	214	183	39 450	32
2	Boston, Südbahnhof	214	171	36 000	28
3	Paris, St Lazare	190	160	33 400	32
4	Frankfurt a. M.	186	169	31 250	18
5	Dresden-A. (mit Ausschluss der Halle über den Gütergleisen) Seitenhallen	241	63	25 300	12
	Mittelhalle	174	59		
6	Boston, Nordbahnhof	163	140	22 920	23
7	Köln, Hauptbahnhof	225	92	22 220	8
8	München, Zentralbahnhof	140	151	21 070	16
9	Philadelphia, Reading Bnhf.	244	79	19 340	14
10	New-York, GrandCentralSt.	189	101	19 130	21
11	Berlin, Schles. Bhf.	207	92	18 940	11
12	London, St. Pancras	210	75	15 730	10
13	Leipzig, Hauptbahnhof	290	295	85 550	26
14	Hamburg, Hauptbahnhof	145	114	15 300	12

Hauptbahnhöfe Leipzig und Hamburg sind im Bau. Demnach wird nach Vollendung des Leipziger Bahnhofes Deutschland an die Spitze treten.

[7]) Einige nähere Angaben über diese Betriebsmittel siehe *Elektrische Bahnen*, 1904, S. 339.

bäude A, das zweitgrösste unter allen, beherbergte die Verkehrsmittel, Eisenbahnen, Automobile, Schiffe, Landverkehr, auch einige nicht dahin gehörige Dinge wie Schlachtenpläne, Kriegsmuseen und eine etwas sehr reichliche Zahl von den üblichen Verkaufsständen usw.

Hinter dem Transportgebäude befand sich das *Kesselhaus C*, das *Maschinengebäude B*, in dem sich vereinzelte elektrische Betriebsmittel und Transportanlagen für Massengüter[8]) befanden, daneben das *Elektrizitätsgebäude D*, der neben den hauptsächlich kleineren elektrotechnischen Maschinen und Apparaten, eine grössere Ausstellung elektrischer Lokomotiven und Wagenuntergestelle enthielt. Das Feld *E* war eine *Weichen-* und *Signalausstellung* der preussischen Staatsbahnen mit den bekannten elektrischen Einrichtungen von *Siemens & Halske*, *Jüdel*[9]) usw.

Das 350 × 160 m grosse, in fünf Längsschiffen aus Holz erbaute, architektonisch als grosser Bahnhof durchgebildete Transportgebäude enthielt, wie im Plan (Fig. 12) ersichtlich, zwölf Längsgleise im Innern, die durch acht Anschlüsse mit dem von aussen kommenden Verteilungsgleis in Verbindung standen. Der Kurvenradius hierbei war ausserordentlich klein genommen, bis herab zu 75 m, so dass beim Einbringen der langen Lokomotiven, namentlich der deutschen Schnellbahnlokomotive von *Henschel*[10]), ganz erhebliche Schwierigkeiten entstanden. (Die Mittelachsen mussten hoch genommen werden, sie traten in der Kurve 6 cm seitlich aus dem Gleis heraus!). Ebenso liess sich der Transport über die innen befindlichen Weichen nur recht schwer bewerkstelligen, da auch diese zu kurz waren. Diese Anordnung machte sich stets recht störend bemerkbar, wenn eine der Ausstellungslokomotiven nach dem auf dem südlichsten Gleis befindlichen Lokomotivprüffeld (s. unten) geschoben werden sollte.

Die schon in Fig. 12 angedeutete Anordnung im Transportgebäude ist in Fig. 15 näher erläutert. Die Figur enthält in graphischer Darstellung die Verteilung der ausgestellten Verkehrsmittel nach Gruppen, wie sie von der Ausstellungsleitung vorgesehen waren. Die für das Verkehrswesen in Betracht kommenden Gruppen waren:

Gruppe 72: Wagen mit Zubehör, Automobile, Räder.
Gruppe 73: Sattlerei.
Gruppe 74: Eisenbahnwesen.
Gruppe 75: Handelsmarine.
Gruppe 76: Kriegsmarine.
Gruppe 77: Luftschiffahrt.

In der Fig. 15 sind dargestellt bezw. zusammengefasst:

Gruppe 72 und 73 durch Rechts- und Linksschraffur,
Gruppe 74 durch gekreuzte Schraffur,
Gruppe 75 und 76 durch Schraffur in gestrichelten Linien,
Gruppe 77 durch senkrechte Schraffur in gestrichelten Linien.

Ausserdem ist durch eingelegte dickere Linien die Aufstellung der Eisenbahnbetriebsmittel angedeutet, ferner sind die den fremden Ländern zugewiesenen Plätze durch punktierte Linien angegeben.

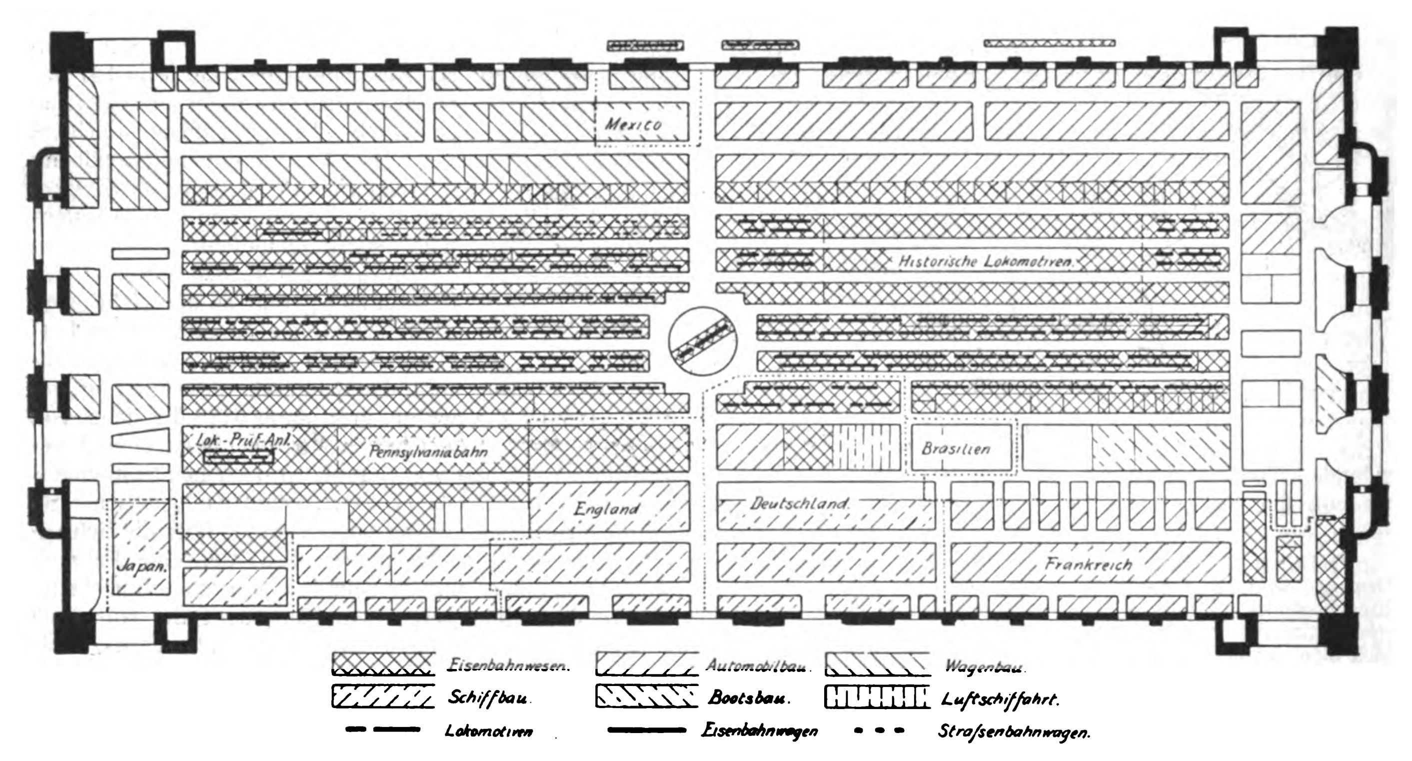


Fig. 15. Grundriss des Transportgebäudes.

Aus der Grösse der einzelnen Flächen geht die Reichhaltigkeit der verschiedenen Gruppen ohne weiteres hervor; das bedeutende Uebergewicht der amerikanischen Ausstellung ist sofort ersichtlich. In der Mitte des ganzen Gebäudes befand sich eine erhöhte Drehscheibe mit aufgesetzter Schnellzugslokomotive, deren Triebräder hochgehoben waren, so dass sie am Ort in Bewegung gezeigt werden konnte. Sie wurde ebenso wie die Drehscheibe durch Elektromotoren angetrieben (s. unten).

Wie bereits angedeutet, soll im vorliegenden Bericht hauptsächlich das *Eisenbahnwesen* Berücksichtigung finden. Auf das *Marinewesen* und den *Verkehr zu Wasser* überhaupt soll hier nicht eingegangen werden;[11]) der *Automobilbau* dagegen ist in einem besonderen Bericht behandelt.[12]) (Fortsetzung folgt).

[8]) s. D. p. J. S. 129 d. Bd.

[9]) Vergl. auch Zentralblatt der Bauverwaltung 1904, No. 88 u. f.

[10]) D. p. J. 1904, **319**, S. 241 und 242.

[11]) Vergl. hierzu: Zentralblatt der Bauverwaltung 1904, S. 551 u. f.

[12]) D. p. J. S. 81 u. f. d. Bd.

Der elektrische Kohlelichtbogen im Vakuum.

Ein Beitrag zur Kenntnis des Lichtbogens.

Von Dr. **A. Hoerburger,** Ingenieur, Berlin.

(Fortsetzung von S. 232 d. Bd.)

Die letztgenannte Erscheinung lässt sich nur dadurch erklären, dass bei dem niedrigen Druck kleiner als 0,1 mm die glühende Kohle Gase verschluckt und infolgedessen auch, wie oben erwähnt, so stark zerstäubt. Eine bedeutende Besserung wurde erzielt, als von etwa 3 mm Hg an der Lichtbogen nicht mehr ständig brennend erhalten wurde, sondern wenn z. B. langsam bis 1,5 mm Hg verdünnt wurde, dann der Bogen entzündet, eine Messung gemacht und bei gelöschtem Bogen wieder weiter evakuiert wurde. Das Fortschreiten des Vakuums erfolgte nun bedeutend langsamer und die Zerstäubung nahm bedeutend ab, liess sich aber natürlich niemals völlig vermeiden. Bei dieser zweiten Arbeitsmethode, den Lichtbogen erst bei einem bestimmten Druck zu entzünden, trat die von *Stenger* und anderen beobachtete Erscheinung auf: Das Vakuum verschlechterte sich. Hatte man z. B. 0,6 mm Hg eingestellt und dann den Lichtbogen entzündet, so konnte man etwa zwei Sekunden nach der Entzündung im Mac Leod nur mehr 0,75 bis 0,8 mm feststellen und nach etwa einer Minute 0,9 mm Hg. Aber diese Druckerhöhung geschah niemals so sprunghaft, auch bei grösseren Drucken nicht, als dass man, wie *Stenger* zu der Hypothese von *Schuster* greifen müsste, durch den Lichtbogen würden die Moleküle disoziiert. Die Drucksteigerung erklärt sich ganz ungezwungen, wenn man auf der Anschauung von *J. Stark* fussend, bedenkt, dass aus der negativen Kohle in dem Lichtbogen ein Dampfstrahl entsteht, der sich erst allmählich wieder kondensiert; nimmt man noch die starke Erwärmung hinzu, so lässt sich leicht einsehen, dass der Druck um 40—50 v. H. steigen muss. Dass die Wirkung durch den plötzlich auftretenden Dampfstrahl bei *Stenger* eine viel grössere war und bei einem Druck von 50 mm Hg die auf Quecksilber schwimmende Kohle um 3 cm nach abwärts drängte, lässt sich ohne weiteres erklären, wenn man bedenkt, dass bei seinen Versuchen die Glaskugel nur 90 mm Durchmesser hatte, so dass das Volumen bei meinen Versuchen ohne Berücksichtigung des nicht unbeträchtlichen Volumens der Ansätze achtmahl grösser war.

Wollte man nun die bei den verschiedenen Drucken und den verschiedensten Erscheinungen auftretenden Spannungen zusammennehmen, etwa indem man aus allen beobachteten Werten Mittelwerte bildet, so ergeben sich ganz ungeordnete Zahlen. Man ist daher gezwungen, die Erscheinungen zu sondern und zwar in normale und in nebenhergehende Erscheinungen. Als Kriterium für den normalen Zustand wurde betrachtet, dass durch irgend ein Hilfsmittel bei dem gleichen Druck stets der gleiche Zustand mit der gleichen Spannung herbeigeführt werden konnte. Als Hilfsmittel zur Herbeiführung des normalen Lichtbogens ergab sich die Berührung der Kohlen und darauf die rasche Einstellung der gewünschten Elektrodenentfernung. Jedesmal nach der Berührung zeigte der Lichtbogen gewissermassen die einfachste Form mit der niedrigsten Spannung gegenüber der, die bei allen anderen Formen beim gleichen Druck auftrat. Diese sogenannte normale Form zeigte, wie sich aus der vorhergehenden Beschreibung ersehen lässt, drei verschiedene Arten:

1. Die gewöhnliche Form des Lichtbogens, wie sie auch unter Atmospärendruck beobachtet wird, aber ohne umgebende Aureole von 720 mm Hg. bis etwa 6 mm Hg.
2. Das Auftreten einer kleinen, die Aureole bedeckenden blauen Haube, in der Farbe deutlich von den übrigen Teilen des Lichtbogens sich abhebend, von 6 mm Hg. bis etwa 0,5 mm Hg.
3. Ein von dem leuchtenden Fleck der Kathode ausgehendes helles Lichtbüschel, das mit der Anode keine direkte Berührung hatte, während sich an der Anode keine Lichterscheinung geltend machte und die Spitze der Anode nur schwach glühte, von 0,5 mm Hg. bis zu den kleinst gemessenen Drucken von 0,006 mm Hg.

Wenn nun die bei verschiedenen Elektrodenentfernungen und verschiedenen Drucken am normalen Lichtbogen gemessenen Spannungen als Funktion des Druckes zusammengestellt werden, so erhält man äquidistante Kurven, die mit abnehmendem Druck abnehmen und sich in einem gemeinschaftlichen Punkt vereinigen. Dieser gemeinschaftliche Punkt, d. h. der Spannungswert, der unabhängig von der Elektrodenentfernung ist, liegt zwischen 18 und 20 Volt und ist bei 0,1 mm Hg. auch bei grösseren Elektrodenentfernungen erreicht, also bei jenem Punkt, von wo ab nur mehr an der negativen Kohle aus einem intensiv glühenden Punkte ein blaues Lichtbüschel hervorbricht, während sich an der positiven Kohle keine Lichterscheinungen geltend machen. Diese Spannung ändert sich auch nicht mehr mit weiter bis auf 0,006 mm Hg. abnehmendem Drucke; sie ändert sich auch nur ganz unmerklich mit der Stromstärke, so wurde wiederholt bei 0,008 mm Hg. bei einem Strom von 15 Ampere eine Spannung zwischen 18—20 Volt beobachtet.

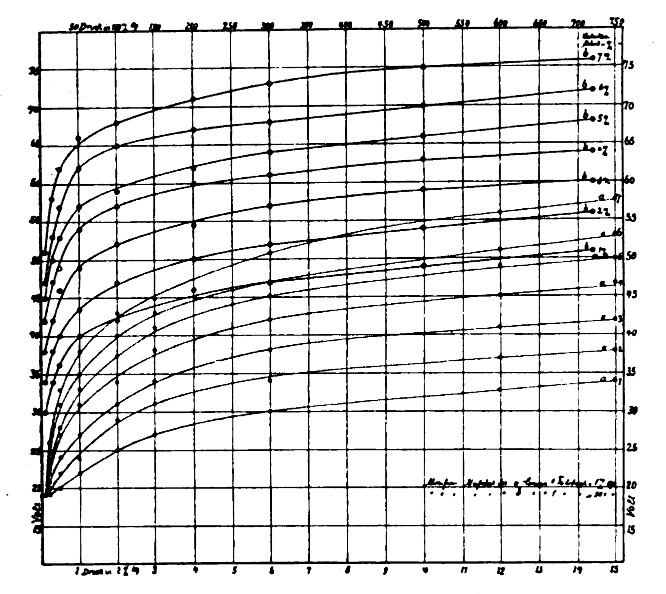
Das Bestreben, auch die am Lichtbogen herrschende Spannung, wenn Glimmlichterscheinungen auftreten, zusammenzustellen, musste nach mühsamen Versuchen, aufgegeben werden, da die Verhältnisse derartig verwickelt und ohne scharfe Grenzen sind, dass hier ein Ziel nicht abzusehen ist. So können auch die oben angegebenen Bilder durchaus nicht etwa als Mass der auftretenden Erscheinungen gelten, sondern es sind nur Momente, die häufiger wiederkehren und ein gewisses charakteristisches Gepräge tragen. Diese Erscheinungen gehen ineinander über und ohne ersichtlichen Grund wird bald die eine, bald die andere mehr bevorzugt. Im nachfolgenden möge die Tabelle der ermittelten Zahlenwerte für den normalen Lichtbogen mitgeteilt werden. Die einzelnen Zahlen sind Mittelwerte aus mindestens sechs zu ganz verschiedenen Zeiten aufgenommenen Versuchsreihen.

In den Kurven der Fig. 20 sind diese Zahlen graphisch verwertet, und zwar ist die Spannung in Volt am Lichtbogen als Funktion des Druckes in mm Hg. aufgetragen.

Aus den Kurven ergibt sich zunächst, dass ein Ansteigen der Spannung bei grösseren Elektrodenentfernungen mit abnehmendem Druck, wie es *Duncan*, *Rowland* und *Todd* in der oben zitierten Arbeit (S. 184) durch ihre eine Messung bei teilweisem Vakuum festgestell haben wollten, nicht statttfindet.

Mit abnehmendem Druck des umgebenden Gases von einer Atmosphäre bis zum Vakuum nimmt die Spannung am Lichtbogen konstant ab und nähert sich einem be-

stimmten Wert, der bei ungefähr 19 Volt liegt. Dieser Wert wird ziemlich bald bei ungefähr 0,1 mm Hg. erreicht. Ein Wiederanwachsen der Spannung, wie es B. Monasch für den „kritischen Druck" erwartet, tritt nicht ein, da sich der Lichtbogen seine Dampfsäule selbst erzeugt.



Spannung am Lichtbogen bei verschiedenen Elektrodenentfernungen als Funktion des Druckes.

Fig. 20.

Druck in mm Hg	Spannung in Volt bei einem Elektrodenabstand von						
	1	2	3	4	5	6	7 mm
720	51	56	60	64	68	72	76
500	49	54	59	63	66	70	75
300	47	52	57	61	64	68	73
200	46	50	54	60	62	67	71
100	42	47	52	57	59	65	68
50	40	43	49	54	57	62	66
25	36,5	40	46	49	53	57	62
15	34	38	42	47	50	53	58
12	33	37	41	45	49	51	50
6	30	34	38	42	45	47	51
3	27	31	34	38	41	44	45
2	25	29	31	34	37	40	43
1	22	24	27	31	33	35	38
0,5	20	22	24	27	28	31	33
0,25	19	20	21	22	23	25	26
0,1	19	19	19	19	19	19	19

Die weiteren Folgerungen aus den in der Tabelle vereinigten Zahlenwerten ergeben sich besser aus Fig. 21, in der die beobachteten Spannungen am Lichtbogen bei den verschiedenen Gasdrucken als Funktion der Elektrodenentfernung aufgetragen sind. Man erhält so, wie es die Fig. 21 auch zeigt, gerade Linien von der von *Frölich*[29]) angegebenen allgemeinen Gleichung

$$Ep = m + n\,L.$$

Auf diese Beziehung hatte bereits *Edlund*[30]) aufmerksam gemacht.

Für die Konstanten m und n sind in der Literatur ziemlich abweichende Zahlenwerte angegeben, welche in der folgenden Tabelle[31]) enthalten sind.

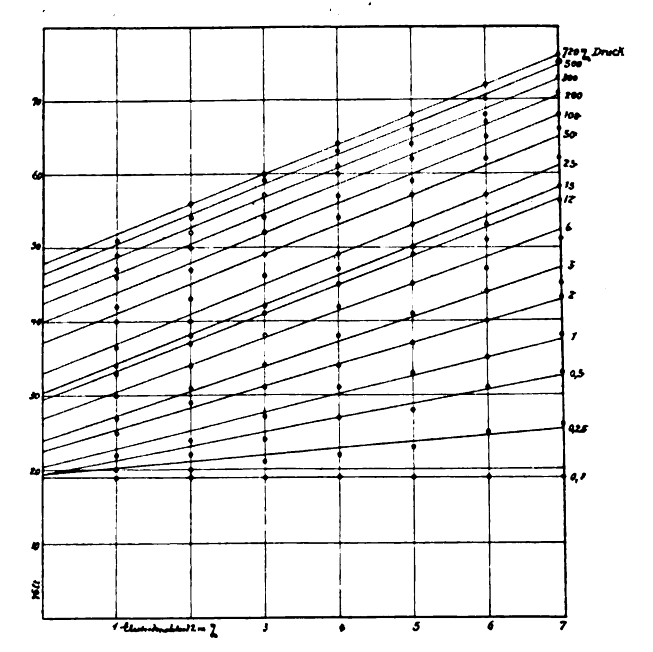
Diese Zahlenwerte gelten für einen normalen Gleichstromlichtbogen in Luft zwischen gewöhnlichen Kohleelektroden.

[29]) Elektrotechnische Zeitschrift 1883, S. 150.

[30]) *Poggendorf*, Annalen der Physik und Chemie, 131, S. 586; 133, S. 353; 134, S. 250, 337; 139, S. 354.

[31]) Aus: „Der elektrische Lichtbogen" von Dr. *E. Voit*. Stuttgart, 1896.

Aus der allgemeinen Formel von *Hertha Ayrton* (vergl. S. 230) ergeben sich für diese Konstanten bei



Spannung am Lichtbogen bei verschiedenen Drucken als Funktion der Elektrodenentfernung.

Fig. 21.

Ayrton und *Perry*	1882	$m = 63$	$n = 2{,}1$
Frölich	1883	39	1,8
Peuckert	1885	35	1,9
von Lang	1885	39	—
von Lang	1887	37	—
Gross und *Shepard*	1886	37—39,7	1,9
Luggin	1887	40,04	1,77
Uppenborn	1888	40,1	2,24
Duncan, Rowland und *Todd*	1892	40,6	1,6

einer Stromstärke von sechs Ampere und Verwendung von Homogenkohlen folgende Zahlenwerte:

$$Ep = 40{,}83 + 3{,}83\;.\;L.$$

Unter den bei diesen Versuchen obwaltenden veränderten Bedingungen, wahrscheinlich infolge des völligen Mangels an Sauerstoff in den umgebenden Gasen ergeben sich die Werte für die Konstanten etwas grösser und zwar der Kurve für Atmosphärendruck (720 mm Hg.) in Fig. 21 entnommen zu

$$Ep = 48 + 4\,L.$$

Die Grösse $m = 48$ erhält man als theoretische Spannung am Lichtbogen für die Elektrodenentfernung $L = 0$ aus Fig. 21, indem man die gerade Linie rückwärts bis zum Schnittpunkt mit der Ordinatenachse verlängert. Die Grösse $n = 4$ ergibt sich als Tangente des Neigungswinkels aus

$$n = \frac{Ep\,(\text{für } L = 7 \text{ mm in Kurve für } p = 720 \text{ mm Hg.}) - m}{L}$$

$$= \frac{76 - 48}{7} = 4.$$

Rechnet man auf diese Weise für alle sechszehn aufgenommenen Zahlenreihen die Werte der Konstanten m und n aus, so erhält man nachstehende Tabelle.

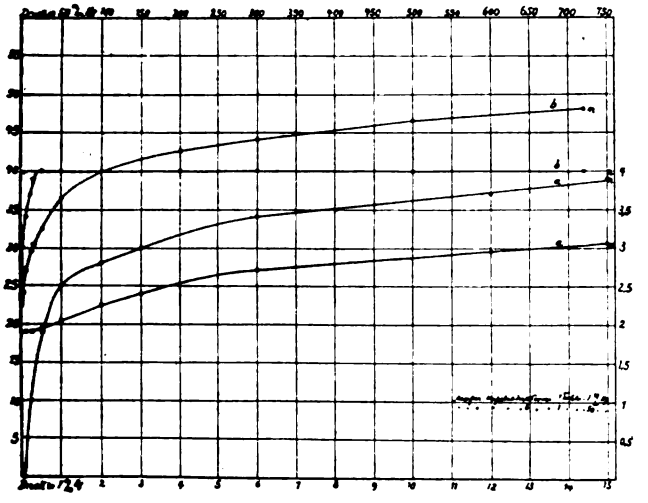
In Fig. 22 sind diese beiden Grössen m und n als Funktion des Druckes in mm Hg. aufgetragen. Die Kurve für m hat ungefähr den gleichen Verlauf wie die Kurven von Fig. 20; die Kurve für n dagegen steigt viel rascher an und nimmt von ungefähr 15 mm Hg. an einen konstanten Wert an.

Ueber die Bedeutung der Grösse m hat sich in früheren Jahren ein heisser Kampf entsponnen und es findet

sich in der Literatur eine grosse Anzahl von Schriften darüber; keine der vorgebrachten Theorien vermag den gesamten Spannungsabfall zu erklären.

Druck in mm Hg.	*m*	*n*
720	48	4
500	46,5	4
300	44	4
200	42,5	4
100	40	4
50	36,5	4
25	32,5	4
15	30,5	3,9
12	29,5	3,7
6	27	3,4
3	24	3,0
2	22,5	2,8
1	20,5	2,5
0,5	19,5	1,9
0,25	19	1,0
0,1	19	0,0

Die erste Ansicht über die Bedeutung von *m* war die, dass der Lichtbogen der Sitz einer gegenelektromotorischen Kraft sei, da man sich sonst den plötzlichen



Kurve der Grössen m. u. n. als Funktion des Druckes.

Fig. 22.

bedeutenden Spannungsabfall besonders an der Kathode nicht erklären konnte. Zahlreiche Versuche wurden angestellt, diese elektromotorische Gegenkraft auch experimentell nachzuweisen, und oft glaubte ein Forscher ihr Vorhandensein durch Galvanometerausschläge nachgewiesen zu haben. Allein diese Versuche konnten einer strengen Kritik nicht standhalten, im Gegenteil hat sich durch einwandsfreie Versuche ergeben, dass eine elektromotorische Gegenkraft im Sinne einer Polarisation nicht vorhanden ist oder mit dem Verlöschen des Bogens verschwindet. Alle diese Messungen untersuchten nämlich den Lichtbogen unmittelbar nach dem Verlöschen auf eine innere elektromotorische Gegenkraft. Solche Messungen können deshalb nicht zur Entscheidung dieser Frage herangezogen werden, da, wie die Versuche mit der singenden Bogenlampe gezeigt haben, die Zustände im Lichtbogen ungemein rasch den Aenderungen der Stromstärke folgen.

Anhänger dieser hypothetischen elektromotorischen Gegenkraft waren insbesondere *Edlund* und *Latschinoff*, [32]) *Viktor von Lang*, [33]) *Leo Arons*, [34]) *Frölich* [35]) und *Vogel*: [36]) durch ihre Versuche konnten diese elektromotorische Gegenkraft nicht nachweisen oder kamen zu der Ansicht, dass keine elektromotorische Gegenkraft vorhanden sein könne: *Luggin*, [37]) *Lecher*, [38]) *Stenger*, [39]) *Uppenborn*, [40]) *Nebel* [41]) und *Feussner*. [42])

Eine zweite Ansicht vermutete die Entstehung des Spannungsverlustes darin, dass der Strom an den Elektroden eine gewisse Arbeit leisten müsse, um diese Elektroden auf eine höhere Temperatur zu bringen und von den festen Kohlen kleine Kohleteilchen loszureissen. *Dub* [43]) kam zuerst auf diese Idee und suchte einen experimentellen Nachweis zu bringen, indem er beim Ausblasen von Kohlestaub zwischen den Elektroden tatsächlich einen dieser Vorstellung entsprechenden Strom fand. Diese Ansicht deckt sich zum Teil mit dem, was oben aus *J. Stark* (S. 202) zitiert ist, wo, wie hier kurz wiederholt werden soll, gesagt ist, dass die Bedingung für den Lichtbogen die hohe Temperatur von etwa 3000 ^{0} an der Kathode und die Versorgung der Strombahn mit Kohledampf ist.

Weitere Erklärungen des Spannungsabfalles wurden dadurch gegeben, dass dieser als Folge einer thermoelektrischen oder einer elektrochemischen Wirkung angesehen wurde. Diese thermoelektrischen Kräfte waren früher gleichfalls nicht experimentell nachzuweisen. Man glaubte nämlich, dass die thermoelektrische Kraft auch nach dem Erlöschen des Lichtbogens, da wenigstens für kurze Zeit die Elektroden sowohl wie die Gasstrecke eine sehr hohe Temperatur hatten, sich bemerkbar machen müsste. *Lecher* zeigte in einem Versuch, dass nach dem Verlöschen eine thermoelektrische Kraft nicht vorhanden ist, obwohl die heisse Gasstrecke, wie durch den *Stenger* schen Versuch bewiesen ist, noch sehr gut den Strom leiten würde. Dass trotzdem beim brennenden Lichtbogen thermoelektrische Kräfte vorhanden sind, wird unten ausgeführt. Die Zustände im Lichtbogen, besonders die Wärmeverhältnisse folgen eben ungeheuer rasch den kleinsten Stromschwankungen, wie die allbekannten Versuche mit dem sprechenden Lichtbogen gezeigt haben.

Als elektrochemische Wirkung käme z. B. die Bildung von Stickoxyd in Betracht, ein Vorgang, der heutigen Tages eine immer steigende Verwendung in der Technik findet. Allein, wie Prof. *Nernst* nachgewiesen hat, ist die Bildung chemischer Produkte eine Folgeerscheinung der im Lichtbogen erzeugten Wärme, und für sie wird daher keine eigene elektrische Energie verbraucht.

Eine letzte Anschauung, die besonders von *Schwendler* vertreten wurde, ist die, dass an den Elektroden im Lichtbogen, besonders im Krater ein Uebergangswiderstand vorhanden ist, der den grossen Spannungsabfall bedingt. *S. Thompson* hat diesen Spannungsabfall infolge von Widerständen im Krater zu 39 Volt den Spannungsabfall im Lichtbogen selbst zu 2—3 Volt gleichmässig verteilt und an der negativen Kohle zu 2—3 Volt festgestellt. [44])

Durch neuere Versuche sind nun tatsächlich innere elektromotorische Kräfte im Lichtbogen festgestellt wor-

[32]) La lumière électrique, 1879, I, S. 198.

[33]) Zentralblatt für Elektrotechnik, 1885, 7, S. 299, 316, 443; 1886, 8, S. 173; 1887, 9, S. 315.

[34]) *Wiedemanns* Annalen der Physik und Chemie, 1887, 30, S. 95.

[35]) Elektrotechnische Zeitschrift, 1886, S. 433.

[36]) Zentralblatt für Elektrotechnik, 1887, 9, S. 189. 216.

[37]) Wiener Berichte, 1889, 98, S. 1192.

[38]) *Wiedemanns* Annalen der Physik und Chemie, 1888, 33, S. 609.

[39]) *Wiedemanns* Annalen der Physik und Chemie, 1892, 45, S. 33.

[40]) Zentralblatt für Elektrotechnik, 1887, 9, S. 633.

[41]) Zentralblatt für Elekfrotechnik, 1886, 8, S. 619.

[42]) Zentralblatt für Elektrotecknik, 1888, 10, S. 3.

[43]) Zentralblatt für Elektrotechnik, 1888, 10, S. 749.

[44]) Vergleiche darüber *Voit*: „Der elektrische Lichtbogen". Stuttgart, 1896. S. 41.

den und zwar während des Betriebes. *Duddell*[45]) hat gefunden, dass an der Anode des Lichtbogens eine innere elektromotorische Gegenkraft im Betrage von ungefähr 17 Volt entgegen der aufgedrückten Spannung und an der Kathode eine innere elektromotorische Gegenkraft von etwa 6 Volt vorhanden ist, im gleichen Sinne mit dem Spannungsabfall, dass also im gesamten Lichtbogen eine innere elektromotorische Gegenkraft von etwa 11 Volt auftritt.

Duddell will diese elektromotorische Gegenkraft als thermoelektrische Kraft angesehen wissen. Er gibt zur Unterstützung dieser Ansicht ein Experiment, das eigentlich mit dem von *Dub* (S. 247) ausgeführten übereinstimmt. Wenn er nämlich zwei Homogenkohlen mit einer Gebläseflamme ungleichmässig erhitzte, so zeigte ein eingeschaltetes Voltmeter einen Potentialunterschied der beiden Kohlen von 0,6 Volt, dergestalt, dass die heissere Kohle die positive war. Nach *Duddells* Ansicht ist nun der Temperaturunterschied im Lichtbogen viel grösser und daher auch der Betrag der resultierenden Spannung. Die thermoelektrischen Kräfte von + 6 Volt und — 17 Volt lassen sich zusammen mit dem Ergebnis, dass die heissere Stelle positiv ist, nur so erklären, dass die Gasstrecke im Lichtbogen viel heisser ist als die Elektroden, und dass die kleine Ansatzstelle des Lichtbogens an der Kathode, auch wenn beim Kohlelichtbogen die Anode scheinbar die heissere ist, eine bedeutend höhere Temperatur besitzt als die Anode.

Mit Berücksichtigung der vorhandenen Literatur lässt sich sagen, dass die Grösse m aus zwei Teilen zusammengesetzt ist:

1. dem Spannungsverlust infolge der Arbeitsleistung an der Kathode durch Erwärmung und Verdampfung des Elektrodenmaterials oder im *Stark* schen Sinne dem Arbeitsaufwand für Jonisation,
2. der elektromotorischen Gegenkraft des Lichtbogens als der Differenz der beiden an den Elektroden vorhandenen im verschiedenen Sinne wirkenden thermoelektromotorischen Kräfte im *Duddell*schen Sinne.

Das experimentell gefundene Ergebnis, dass die Spannung am Lichtbogen mit fallendem Luftdruck abnimmt, dürfte sich aus folgendem erklären lassen. Bei allen Materialien nimmt der Siedepunkt mit abnehmendem Gasdruck ab; man wird diese Tatsache wohl auch für Kohle annehmen dürfen. Wenn aber bei abnehmendem Gasdruck der für den Lichtbogen nötige Dampfstrahl schon bei einer geringeren Temperatur entsteht, so muss auch die für die Erwärmung aufzuwendende Energie und damit bei gleicher Stromstärke der Spannungsverlust im Lichtbogen abnehmen und sich einem bestimmten Wert, nämlich jener Grösse nähern, welche die für die Verdampfung der Kohle im Vakuum nötige Energie ergibt.

Da im Vakuum die direkte Fortführung von Wärme durch die umgebenden Gase wegfällt, und durch die die Wärme nur schlecht leitenden Kohleelektroden nur ein kleiner Teil verloren geht, so muss auch aus diesem Grunde der durch die Wärmelieferung bedingte Spannungsabfall mit abnehmendem Druck abnehmen.

Ueber das Verhalten der *Duddell* schen thermoelektrischen Kraft mit abnehmendem Druck könnte man nur durch Versuche Aufschluss erhalten.

Da hier zwei Faktoren im gleichen Sinne wirken, so lässt sich begreifen, dass die Spannung am Lichtbogen mit abnehmendem Druck des umgebenden Gases so stark abnimmt.

Die Grösse n gibt den Spannungsverlust f. d. mm Länge des Lichtbogens. Dieser Spannungsverlust bleibt bei abnehmendem Druck ungeändert, solange Form und Aussehen des Lichtbogens ungeändert bleiben. Sobald aber die oben beschriebenen Aenderungen des Lichtbogens bei den höheren Graden der Verdünnung einzutreten beginnen, beginnt der spezifische Spannungsverlust in der Lichtsäule zu sinken und nimmt schnell und stetig bis zu unmerklichen Werten ab. In bezug hierauf ist jedoch folgendes zu bemerken.

Wenn sich aus den oben angeführten Zahlen ergibt, dass bei 0,1 mm Hg. Druck die Spannung am Lichtbogen unabhängig von der Elektrodenentfernung ist, dass also $n = 0$, so heisst das nicht etwa, dass der Kohledampf unbeeinflusst von fremden Gasen ein unendliches Leitvermögen besitzt, sondern nur, dass der Spannungsabfall in der Dampfsäule des Lichtbogens so gering geworden ist, dass ein Einfluss innerhalb 7 mm Elektrodenentfernung auf die Gesamtspannung nicht mehr nachzuweisen ist.

Nimmt man zum Vergleich ein Material, bei dem es gelungen ist, einen bedeutend längeren Lichtbogen im Vakuum herzustellen, z. B. Quecksilberdampf, so hat sich hier ergeben, dass die Spannung f. d. mm Bogenlänge nur um einige Hundertstel eines Volt zunimmt. Diese Erfahrungen lassen sich natürlich nicht ohne weiteres auf die Erscheinungen beim Kohlelichtbogen im Vakuum übertragen, immerhin aber sind die Spannungsverhältnisse wenigstens von der gleichen Grössenordnung. Nach *J. Stark* ist die Spannung der positiven Lichtsäule bei gleichem Druck und gleicher Stromdichte in verschiedenen reinen Gasen und Dämpfen verschieden gross. Sehr klein ist sie in Alkalidämpfen, grösser in den Dämpfen der Schwermetalle und Kohle, in metalloidalen Gasen beträchtlich grösser als in metallischen Dämpfen. Es lässt sich daher einsehen, dass bei dem geringen Messbereich von 7 mm (eine grössere Ausdehnung des Messbereiches dürfte bei Kohledampf mit beträchtlichen Schwierigkeiten verknüpft sein) der Einfluss der Zunahme der Spannung mit der Bogenlänge auf die Gesamtspannung im Vakuum der Beobachtung sich entzieht.

Zur Erklärung des Verlaufes der Kurve n in Fig. 22 muss wieder auf die oben (S. 202) zitierte Anschauung von *J. Stark* hingewiesen werden, wonach das Spannungsgefälle in der positiven Lichtsäule mit steigendem Gasdruck zunimmt und die umgebenden Gase sich mit dem Dampfstrahl des Lichtbogens mischen und dessen Leitungsvermögen vermindern. Eine genauere Formulierung dieser Abhängigkeit dürfte sich nicht leicht finden lassen.

Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchung lassen sich folgendermassen zusammenfassen:

1. Bei abnehmendem Druck ändert sich das charakteristische Aussehen des Kohlelichtbogens, indem nacheinander drei verschiedene Formen auftreten.
2. Mit abnehmendem Druck der umgebenden Gase von einer Atmosphäre bis zum Vakuum nimmt die Spannung am Lichtbogen konstant ab und erreicht bei 0,1 mm Hg. einen bestimmten konstanten Wert von etwa 19 Volt.
3. Bei jedem Druck lässt sich die Spannung als Funktion der Bogenlänge sehr angenähert durch eine lineare Gleichung ausdrücken.
4. Das konstante Glied dieser Gleichung sinkt mit abnehmenden Druck von 48 Volt bis zu 19 Volt herunter.
5. Der Faktor des variablen Gliedes, der Spannungsverlust f. d. mm innerhalb des Lichtbogens beträgt für höhere Drucke 4 Volt und nimmt bei niederen Drucken mit dem Drucke bis zu unmerklichen Werten ab.

[45]) Proceedings of the Royal Society, 68, 01, S. 512.

Das neue Geschäftshaus der „New York Times" in New-York City.

(Schluss von S. 228 d. Bd.)

Der Arbeitsbedarf im ganzen Gebäude, sowohl für die Druckerei als auch für die zahlreichen Hilfsmaschinen wird ausschliesslich durch Elektrizität gedeckt. Der Strom wird nicht, wie bisher bei den grossen Geschäftshäusern stets üblich, in eigener Anlage erzeugt, sondern ebenso wie der Beleuchtungsstrom von den Kraftwerken der *New York Edison Co.* entnommen. Eine grosse Reihe von Gründen spricht hierfür. Zunächst fallen die Anlagekosten der eigenen Dampfkraftanlage fort, gleichzeitig wird ein beträchtlicher Raum für andere Zwecke frei. Der Betrieb wird durch den Wegfall der Amortisationsbeträge trotz des etwas teureren fremden Stromes genügend billig. Im Sommer ist im ganzen Gebäude kein Dampfkessel geheizt, die Schwierigkeiten der Lüftung und Kühlung sinken, das Gebäude bleibt ohne besondere Hilfsmittel kühl. Kohlen- und Aschenstaub fällt fort, ebenso die Erschütterungen durch die Dampfmaschinen. Der Anschluss an drei grosse Krafthäuser der *Edison Co.* bietet grösste Sicherheit gegen Betriebsstörung; die Erfahrung hat gezeigt, dass überhaupt keine nennenswerte Unterbrechung in zehn Jahren dort vorgekommen ist. Der ununterbrochene Betrieb mit täglich zwei sehr starken Belastungen (nachmittags und gegen Morgen) würde überdies die eigene Maschinenanlage stark abnutzen und umfangreiche Reserven fordern.

Der jährliche Stromverbrauch im Gebäude wird auf 500 000 KW.-St. geschätzt; angeschlossen sind 109 Motoren von zusammen 1175 PS Leistung, davon 300 PS zum Betrieb der vier grossen Druckpressen, und über 6000 Glühlampen. Der Strom, 220 Volt Gleichstrom, wird von den drei Kraftstationen nach einem Hauptschaltbrett im Maschinenraum, tiefstes Untergeschoss, geführt. Die gesamte Leitungsanlage im Gebäude ist aus drei unabhängigen Dreileitersystemen gebildet, die am Schaltbrett beliebig mit einer der drei Hauptzuleitungen in Verbindung gebracht werden können. Die hierzu erforderlichen dreipoligen Dreiwegeumschalter sind besonders für den Zweck entworfen worden, für eine Stromstärke von je 2000 Amp. Im Notfall können sämtliche Stromkreise an dieselbe Kraftstation gelegt werden, es ist also die denkbar grösste Sicherheit gegen Betriebsunterbrechung gegeben.

Vom Schaltbrett aus wird der Strom den grossen Maschinen im Keller unmittelbar zugeführt, für die oberen Geschosse sind überall Verteilungsschaltbretter in der üblichen Weise vorgesehen.

Neben den besonderen, nur zur Druckerei gehörenden Maschinen: den vier Rotationsschnellpressen, die mit Berücksichtigung der Zeitverluste für Papierauflegen usw. stündlich 144 000 Zeitungen von je 16 grossen Seiten liefern (die Anlage ist erweiterungsfähig auf 320 000 Nummern i. d. St.), den elektrischen Papierwinden, einer *Link Belt*-Förderanlage zum ununterbrochenen Transport der fertigen Zeitungen aus dem Druckraum in die Expedition über der Strasse, den einzeln elektrisch angetriebenen Setzmaschinen, Giessmaschinen usw. bieten das meiste Interesse die Aufzüge. Es sind, wie aus Fig. 2 zu sehen, vier Personenaufzüge eingebaut, von denen einer vom Keller bis zum 23. Obergeschoss 99 m Förderhöhe besitzt, der höchste Personenaufzug in einem Hause. Zwei Aufzüge führen bis zum 16. Stockwerk, einer bis zum 14., ihre Förderhöhe ist 66 bezw. 61 m. Vom 16. Stock bis zum Dach ist ein fünfter Aufzug vorgesehen. Ausserdem sind noch zwei Lastenaufzüge von der Strasse nach dem Maschinenraum vorhanden, für 900 und 2700 kg Last, sowie ein für den Transport des frischen Satzes bestimmter kleiner Aufzug, der aus dem Setzerraum (38 Setzmaschinen) im 16. Stockwerk nach den Giessmaschinen im Maschinenraum führt. Seine Einrichtung ist wie die eines Speisenaufzuges mit zwei Förderschalen (Dump waiter).

Die Geschwindigkeit aller Personenaufzüge ist 1,77 m/Sek., also erheblich mehr als bei uns üblich bezw. erlaubt. Die Fahrzeit von der Strasse bis zum 23. Stockwerk dauert daher nur etwa eine Minute. Besonders gerühmt wird bei diesen Aufzügen das sanfte Anfahren und Bremsen, eine Folge der hier für Hausaufzüge zum ersten Male angewendeten *Ward-Leonard*-Schaltung mit Anlassgeneratoren. Die Lastenaufzüge haben nur 0,15 und 0,13 m/Sek. Geschwindigkeit. Die Ausstattung der Fahrkörbe für 16 Personen (1,83 × 1,67 m) ist hochelegant, als Rufsignale sind farbige Glühlampen vorgesehen, die Eingangstüren in den Stockwerken werden elektrisch geschlossen, wenn es der Führer vergessen haben sollte. Der ganze Fahrschacht ist mit Drahtglas gegen das Gebäude abgeschlossen.

Im Verhältnis zur Gebäudegrundfläche sind die Aufzüge reichlich bemessen, während sonst auf je 2300 qm ein Aufzug gerechnet wird, kommt hier schon auf je 1720 qm einer. Selbstverständlich ist auch eine Trepppe vorhanden.

Die Wasserversorgung des Gebäudes erstreckt sich einmal auf die Lieferung des Leitungswassers (eigene Filteranlage 0,93 cbm/Min., Selbstreinigung durch Stromumkehrung), sodann auf die Beschaffung von heissem Wasser und die Entfernung des gebrauchten Wassers aus den Untergeschossen. Zwei elektrisch getriebene Pumpen von je 780 l/Min. Leistung drücken das filtrierte Leitungswasser in einen 19 cbm fassenden Behälter im 23. Obergeschoss, 118 m hoch, also gegen etwa 12 Atm., von dem aus die Verteilung im Gebäude geschieht (auch nach den Feuerhydranten). Für das Abwasser und das oben erwähnte Sickerwasser ist noch unter der Fundamentsohle ein Sammelbehälter von 19 cbm Inhalt aufgestellt, aus dem drei Kreiselpumpen von je 740 l/Min. das Wasser 17 m hoch in die Strassenkanalisation befördern. Bei der Wichtigkeit dieser Pumpen erscheint die doppelte Reserve und die sehr reichliche Leistung als durchaus berechtigt. Schliesslich sind noch zwei Kesselspeisepumpen von je 350 l/Min. und einige Ejektoren in Sammelgruben unter den Pressen aufgestellt.

Die Heizung des Gebäudes geschieht durch Dampf, der in zwei Kesseln von zusammen 400 PS im dritten Untergeschosss erzeugt wird. Der Schornstein für die Kessel führt 118 m durch das ganze Bauwerk, neben der Treppe, den Toiletten und den Fahrstühlen (Fig. 2), also entfernt von den Arbeitsräumen. Er besteht aus 6 mm Eisenblech — in Stein würde er zu viel Platz weggenommen haben — und ist im Lüftungsschacht untergebracht, der gleichsam eine Luftisolation für ihn darstellt, während die ausgestrahlte Wärme zur Aufwärtsbewegung der verbrauchten Luft mithilft. Das zusammen 8,6 km lange Heizrohrsystem ist durchweg verdeckt verlegt; die 250 aufgestellten Heizkörper besitzen eine Heizfläche von zusammen 1850 qm.

Der Lüftungsschacht dient zur Entlüftung der Untergeschosse, hauptsächlich des Maschinenraumes, in dem durch die Heizungen der Giessmaschinen und im Winter auch durch die Kessel eine bedeutende Wärmemenge erzeugt wird. Es ist zunächst ein 15 PS Ventilator auf

dem Dach über dem Lüftungsschacht aufgestellt, der, wenn er nicht genügen sollte, durch eine Frischluftzuführungsanlage unterstützt werden soll, für die Platz vorgesehen ist. Um in dem hohen Bau keinen unangenehmen Wind entstehen zu lassen, namentlich auch durch die Verbindung mit der Tiefbahn, sind überall Drehtüren vorgesehen, die für den Fall, dass grössere Gegenstände ins Innere geschafft werden sollen, in kurzer Zeit zusammengeklappt und entfernt werden können.

Zum ersten Mal in einem Gebäude ist im *Times Building* eine feste *Zentralreinigung* mit Saugluft vorgesehen worden. Das System, das sich in kleinen fahrbaren Anlagen auch bei uns einzubürgern beginnt: Saugpumpe mit Filterkesseln, Schlauchleitung mit verschieden geformten Saugmundstücken, ist hier als besonderes Rohrsystem bis nach jedem Stockwerk fest verlegt. Zwei Rohrstutzen in jedem Stock gestatten den Anschluss langer Schläuche, die bis in die entferntesten Ecken reichen und mit denen Möbel, Fussboden (Saugbesen 1,1 m breit), Wände, besonders auch alle Maschinen gereinigt werden. Nach dem selbstverständlich nicht fehlenden Barbierzimmer ist eine besondere Leitung gelegt, hier wird die Saugluft zum Kleiderreinigen, Haartrocknen usw. in ausgiebiger Weise benutzt; ferner dient das Saugsystem auch dazu, das schmutzige Wasser beim Scheuern der Fussböden fortzuführen. Die Saugpumpe ist im Keller aufgestellt und wird vom Maschinisten auf telephonischen Wunsch hin in Gang gesetzt. Zum Auffangen des Schmutzes dienen zwei hintereinander geschaltete Zyklonfilter, im ersten werden die festen Bestandteile, etwa 90 v. H., abgelagert, der zweite ist als Wasserfilter ausgebildet. Täglich werden beide einmal geleert.

Für die Beleuchtung des ganzen Gebäudes ist in verschwenderischer Weise gesorgt. Sie geschieht nur durch Elektrizität, und zwar mit fast allen bestehenden Lampenarten. Die Hauptmenge liefert natürlich die gewöhnliche Glühlampe, neben ihr ist eine grosse Zahl *Nernst*lampen installiert, namentlich in den Verkaufsläden im unteren Stockwerk, in den „Arkaden“, ein Raum dort ist sogar mit dem kalten Vakuumlicht von *Moore*[1]) erleuchtet, (30 m langes, 5 cm dickes Glasrohr, gefüllt mit verdünntem Gas besonderer Zusammensetzung, betrieben mit *Tesla*strom), das ein weisses, ganz angenehmes Licht ausstrahlt und zu Reklamezwecken drüben ziemlich häufig benutzt wird. Drei Arten Bogenlampen sind verwendet und zur Beleuchtung des Maschinenraumes, insbesondere der Druckerpressen, ist das Quecksilberdampflicht von *Cooper-Hewitt*[2]) genommen worden. Die auffällig erscheinende Wahl dieses Systems wird damit begründet, dass diese Lampen stark zerstreutes Licht liefern, dass die grünliche Farbe nach kurzer Zeit von allen Leuten als durchaus angenehm empfunden würde (?) und dass die Anlagekosten bedeutend geringer seien als bei Glühlichtbeleuchtung. Es würden allerdings zur Beleuchtung der Pressen etwa 160 Glühlampen und zehn Bogenlampen erforderlich gewesen sein, die für ihre Leitungen allein 1800 Löcher in den Rahmen der Maschinen notwendig gemacht hätten. So sind im ganzen nur 22 Quecksilberdampflampen von 50 cm Länge, 2,5 mm Durchmesser und 3,5 Ampere Stromstärke aufgehängt, jede von 600 Kerzen, je zwei hintereinander geschaltet.

Zunächst sind 6205 Glühlampen angeschlossen, die Leitungen sind jedoch für 8600 Lampen genügend bemessen. Ein besonderes Kabel für 400 Amp. ist nach dem Dach des Gebäudes geführt (Kabelschächte s. Fig. 2) für Illuminationen und einen Riesenscheinwerfer. Alle Leitungen liegen feuersicher in den Wänden.

[1]) s. D. p. J. 1902, Bd. **317**, S. 823.

[2]) s. D. p. J. 1904, Bd. **319**, S. 766.

Der Telephon- und Telegraphendienst, in einem Zeitungsgebäude von besonderer Wichtigkeit, umfasst nahezu 1000 Leitungen. Ein Blei-Papierkabel führt 400 Telephonanschlüsse (Doppelleitungen) ins Gebäude, 100 davon allein für den Zeitungsdienst, die aber noch bei weitem nicht alle gebraucht werden. Die *Western Union Telegraph Co.* hat 100 Leitungen nach dem Gebäude geführt, von denen z. Zt. 48 für 24 Telegraphenapparate im 18. Stock benutzt werden, die Post hat gegenwärtig 12 Apparate dort aufgestellt, aber auch 62 Leitungen im ganzen vorgesehen. Alle Uhren haben durch Vermittlung der *Western Union Telegraph Co.* Anschluss an die Normaluhr in der Sternwarte zu Washington.

Ausser diesen, in den feuerfesten Kabelschächten liegenden Leitungen sind noch umfangreiche Schwachstromleitungen für das Herbeirufen von Boten usw. gelegt, betrieben mit einer Niederspannungsdynamo; die Gesamtlänge aller Leitungen im Gebäude beträgt 121 km.

Für den inneren Dienst der Zeitung, namentlich vom Telegraphenzimmer nach der Redaktion im 19. und 20. Stock und weiter nach den Setzerräumen im 16. Stock ist noch eine Rohrpostanlage vorhanden von zusammen 330 m Rohrlänge, die in Rücksicht auf Lufterspamis mit elektrisch gesteuerten Verschlüssen ausgerüstet ist. Beim Einlegen der Transportkapsel wird die Pressluft selbsttätig angestellt (0,1 atm), sofort nach Ankunft schliesst sie sich ab. Bei einer Geschwindigkeit von 15 m/Sek. können in den Leitungen stündlich 2800 Sendungen befördert werden. Erwähnt sei schliesslich noch, dass im obersten Stockwerk Einrichtungen für drahtlose Telegraphie vorgesehen werden sollen, die einen Depeschenverkehr mit den einlaufenden Schiffen aufnehmen können. Bei der hohen Lage des Gebäudes und seiner freien Umgebung ist das nicht aussichtslos. Man hofft auf eine Verständigung über 300—400 km.

Von besonderer Wichtigkeit für das Gebäude, aber auch für die Nachbarn, sind die Vorkehrungen gegen Feuersgefahr. Den Turmgebäuden wird im allgemeinen nachgesagt, dass sie äusserst gefährlich in dieser Beziehung wären, dass sie insbesondere durch eine schornsteinartige Wirkung die Entstehung und Ausbreitung eines Feuers sehr begünstigen. Dass das bei leichtsinnig gebauten Häusern der Fall ist, muss zugegeben werden, doch hat der grosse Brand in Baltimore Anfang 1904 bewiesen, dass es wohl möglich ist, feuerfeste Konstruktionen auszuführen, und dass bei sachgemässer und gewissenhafter Durchführung der Schutzmassregeln ein Einsturz der hohen Gebäude selbst im stärksten Feuer nicht zu befürchten ist.

Das *Times Building* ist nach menschlichem Ermessen als absolut feuersicher zu bezeichnen. Die amerikanischen Ingenieure, die für Beurteilung und Bekämpfung von Feuersgefahren reichlich Gelegenheit und Uebung besitzen, haben alle nur erdenklichen Massregeln vorgesehen, um das wertvolle Gebäude vor der Vernichtung zu schützen. Die freie Lage des Gebäudes bietet an sich schon eine gewisse Sicherheit, die Entfernung von anderen Häusern beträgt überall mindestens 30 m. Die Steinverkleidung aussen ist feuerfest, etwa 80 cm dick. Sämtliche Träger und Säulen sind mit feuerfestem Material umkleidet, alles Holzwerk ist entweder imprägniert oder mit Metall umkleidet, die Decken sind alle mit Beton gefüllt. Alle Schächte sind, wie schon erwähnt, nach dem Innern zu sorgfältig abgeschlossen, die elektrischen Leitungen liegen in besonderen Kabelschächten oder in Rohren unter dem Putz.

Nach der Feuerwehrzentrale wird gegebenen Falles ein besonderes, nur für das *Times-Gebäude* gültiges Signal gegeben. Die Hauswasserleitung mit dem ständigen Vorrat von etwa 20 cbm Wasser auf dem 23. Stockwerk

hat überall Anschlüsse für Feuerschläuche, diese sind in wichtigen Räumen so eingerichtet, dass beim Abwickeln das Wasserabsperrventil selbsttätig geöffnet wird. Mit dem Hauptdruckrohr vom Maschinenraum nach dem oberen Behälter sind 150 mm dicke Zweigrohre nach den Strassenfronten in Verbindung, an die die Dampfspritzen angeschlossen werden, um an Stelle der etwa versagenden Hauspumpen zu treten. Diese selbst können etwa 1,55 cbm Wasser i. d. Minute schaffen. An wichtigen Punkten sind ausserdem gefüllte Wassereimer und chemische Feuerlöscher verteilt, im Maschinenraum ist ein *Sprinkler*-System eingebaut. Die grösste Sicherheit liegt in der ständigen Ueberwachung des Gebäudes, eine Betriebspause tritt nie ein, es ist ständig ein leitender Ingenieur in Dienst, ferner sind ständig Wächter im Gebäude unterwegs. Für den Fall eines Brandes im Maschinenraum sind Abschlusstüren vorhanden, die ein Empordringen von Rauch in die oberen Stockwerke verhindern.

Die gesetzlich vorgeschriebenen Sicherheitsmassregeln sind hier weit überholt, das *Times Building* wird nicht als eine Gefahr, sondern als ein Schutz gegen das Feuer bezeichnet, auch für die Nachbarhäuser, die von der Wasserleitung des Wolkenkratzers aus alle mit Wasserstrahlen übergossen werden können.

Durch sein elektrisch gut verbundenes, an Erde gelegtes Eisengerüst ist das Gebäude auch sicher gegen Blitz.

Die Bauzeit ist nach europäischen Begriffen sehr kurz gewesen, einschliesslich des Niederlegens des vorher an dem Platze befindlichen *Pabst-Hotels* beträgt sie nur $2^1/_3$ Jahre, dabei sind noch 8 Monate durch 17 Streiks und durch Kälte (35 Tage) verloren worden. Am 30. Juni 1902 wurde der Platz gekauft, am 21. August wurden die Maschinen zum Niederlegen der alten Gebäude aufgestellt; am 25. Februar 1903 war alles Alte verschwunden. Bis zum 22. Juni wurden die Kellergeschosse ausgegraben, am 13. Juli wurden die schweren Fundamentblöcke unter den Säulen an der Tiefbahn gesetzt. Am 18. Januar 1904 wurde mit einer besonderen Feier der Eckstein am Haupteingang an das fertiggestellte Eisengerüst gelegt (der Stein enthält die üblichen Urkunden usw.). Anfang des Jahres 1905 bezog die Zeitung ihr neues Heim. Bei dieser Gelegenheit veröffentlichte sie eine Denkschrift, „*The New York Times Building Supplement*“, der die hier genannten Zahlen entnommen sind.

Das Gebäude bildet eine neue Sehenswürdigkeit New-Yorks, nicht nur für den Laien, sondern auch für den Ingenieur, der den Einzelheiten des Baues und der Einrichtung manche Anregung entnehmen wird.

W. Pfitzner.

Die Tantal-Lampe.

Die enorme Verbreitung, die heutzutage die Kohlefadenglühlampe gefunden hat, ist eine Folge der grossen Bequemlichkeit, die das elektrische Glühlicht überhaupt besitzt, ein Vorzug, der über die hohen Stromkosten hinwegsehen lässt. Aber schon seit Jahren wird in aller Stille gar viel gearbeitet, um einen neuen besseren Faden zu finden, und diese Bestrebungen sind zum Teil mit grossem Erfolg gekrönt worden. Wohl alle Stoffe, die nur in Betracht kommen können, sind schon versucht worden, nicht einmal, sondern öfter, und unter den verschiedensten Versuchsbedingungen. Von den schwerschmelzenden Metallen diente Platin wohl zu den ersten Versuchen für Glühlampen; ganz neuerdings hat *Auer von Welsbach* die Metalle der Platinklasse untersucht und ist zur Konstruktion seiner Oslampe gekommen, deren grosse Vorzüge über den Nachteil der geringen Spannung in manchen Fällen hinwegtäuschen. Auch viele Verbindungen wurden versucht, so hörte man schon von einer Borstickstofflampe; hierher gehört auch die *Nernst*lampe, die jetzt gewaltige Verbreitung findet, und durch ihre Vorzüge den Nachteil der Vorwärmung überwindet.

In dem Laboratorium der Firma *Siemens & Halske* hat nun seit Jahren Dr. *W. von Bolton* ein Material gesucht, dessen Schmelzpunkt höher liegt als die Temperatur, bei welcher die Stoffe ökonomisch leuchten, und sich besonders mit den Metallen der Stickstoffgruppe befasst, nachdem einmal erkannt war, dass das braune Vanadium Pentoxyd entgegen der Behauptung von *Berzelius* schon in der Kälte den elektrischen Strom leite. Im weiteren Verlauf der Untersuchung ergab sich aber, dass das Vanadium (Atomgew. 51) einen zu niedrigen Schmelzpunkt besitze. Weitere Versuche mit Niobium, einem Element, das nahezu das doppelte Atomgewicht (94) gegenüber Vanadium besitzt, ergaben, dass dieses Metall zwar einen bedeutend höheren, aber doch noch nicht genügend hohen Schmelzpunkt hat und ausserdem, dass es bei der Erhitzung durch den elektrischen Strom stark zerstäubt. Es blieb noch die Untersuchung des Tantals, welches wiederum beinahe das doppelte Atomgewicht (182) gegenüber Niobium besitzt.

Zu den Versuchen mit Tantal wurde Tantalkaliumfluorid reduziert und das so erhaltene feine Metallpulver durch Walzen in die Form von Metallbändern übergeführt, daneben wurde nach bekanntem Muster Tantaloxyd mit einem Bindemittel versetzt, in Fadenform gepresst und in diesem Zustande reduziert. Hierbei erhielt man zum erstenmale ein kleines Kügelchen von geschmolzenem Tantal, das sich als bearbeitungsfähig, hämmerbar und ziehbar erwies.

Infolgedessen versuchte man auch das Metallpulver in diesen Zustand überzuführen, indem es im Vakuum geschmolzen wurde, wobei es seinen Sauerstoff verlor. Man erhielt so die ersten metallischen Tantalfäden, die allerdings nicht gross waren, sich aber in Glühlampen als sehr brauchbar erwiesen. Im grossen stellt man nun das metallische Tantal auf folgende Weise her: Das Tantalkaliumfluorid wird zu einem metallischen Pulver reduziert, das noch Spuren von Oxyd enthält und ausserdem Wasserstoff aufnimmt. Indem man nun dieses Pulver im Vakuum schmilzt, verschwinden sowohl Oxyd wie Gasreste, und es bleibt ein Metallregulus, der durch sorgfältiges Umschmelzen völlig gereinigt wird.

Die chemischen Eigenschaften des reinen Tantals sind so auffällig, dass es wahrscheinlich ist, dass auf diese Weise zum erstenmale metallisches Tantal erzeugt wurde. In kaltem Zustande ist das Material ausserordentlich widerstandsfähig gegen chemische Einflüsse. Keine der starken Säuren und Basen, Salzsäure, Salpetersäure, Schwefelsäure, Königswasser und Kalilauge greifen es an, auch nicht beim Kochen; nur gegen Flussäure ist es empfindlich. Beim Erhitzen in der Luft läuft es bei 400 ° an wie Stahl, und wie dieser verändert es diese Farbe beim Erhitzen bis 600 ° von gelb nach dunkelblau. Dünne Drähte brennen, an der Luft angezündet, entwickeln aber keine starke Flamme. Bei geringer Rotglut nimmt es Wasserstoff und Stickstoff gierig auf, und bildet damit

brüchige Verbindungen von metallischem Aussehen. Auch die Verbindungen mit Kohlenstoff, die sich sehr leicht bilden, haben metallisches Aussehen uud sind hart und brüchig. *Moisson* hat wahrscheinlich nur ein solches Karbid erhalten und für reines Tantal gehalten. Da das Tantal in Pulverform, wie oben gesagt, Sauerstoff und Stickstoff enthält, so ist in diesem Zustand das spezifische Gewicht etwa 14; metallisch reine, gezogene Drähte dagegen haben das spezifische Gewicht 16,8. Tantal ist etwas dunkler wie Platin und etwa so hart wie weicher Stahl, besitzt aber grössere Zerreissfestigkeit. Es lässt sich zwar hämmern, erfordert aber eine sehr lange Bearbeitung für grössere Formänderungen, ferner lässt es sich walzen und in sehr feine Drähte ziehen. Seine Zerreissfestigkeit in Drahtform ist etwa 93 kg/qmm, also höher als die von gutem Stahl, die nur bis 80 kg/qmm beträgt. Der elektrische Widerstand ist bei gewöhnlicher Temperatur 0,165 Ohm für 1 m Länge und 1 qmm Querschnitt, seine spezifische Leitfähigkeit gegenüber Quecksilber also 6,06. Der Temperaturkoeffizient ist positiv und hat zwischen 0 und 100 ^{0} einen Wert von 0,30; bei der Temperatur, die der Draht in der Lampe unter der Belastung von 1,5 Watt f. d. Kerze annimmt, ist der Widerstand 0,83 Ohm für 1 m Länge und 1 qmm Querschnitt. Nach den Versuchen der Kaiserlichen Normaleichungskommission ist der lineare thermische Ausdehnungskoeffizient zwischen 0 und 60 ^{0}: 0,0000079. Vor dem Schmelzen wird das Material innerhalb eines Bereiches von mehreren 100 ^{0} ganz allmählich weich. Die spezifische Wärme ist 0,0365, die Atomwärme demnach in Uebereinstimmung mit dem Gesetz von *Dulong* und *Petit* $182 \times 0{,}0365 = 6{,}64$. Der Schmelzpunkt liegt über 2250 ^{0}.

Die Ausführung einer brauchbaren Glühlampe mit diesem Material ist das Verdienst von Dr. *O. Feuerlein*. Die ersten Versuche wurden mit Drähten von 0,03 mm Durchmesser angestellt und waren vielversprechend. Sie bestätigten, dass Tantal einen sehr hohen Schmelzpunkt hat und selbst bei hoher Strombelastung im Vakuum nur unbedeutend zerstäubt. Die erste Tantallampe, die billigen Ansprüchen genügte, indem sie genaue Messung der elektrischen und photometrischen Grössen gestattete und auch einige Zeit brannte, wurde vor zwei Jahren, am 28. Dezember 1902, fertiggestellt. Je mehr es gelang, die chemischen und mechanischen Verhältnisse zu bessern, desto besser wurden auch die Lampen, indem sie sich weniger schwärzten und längere Brenndauer erreichten. Gleichzeitig nahm der spezifische Widerstand ab und näherte sich dem Wert 0,165 für reines Metall.

Um nun brauchbare Lampen bei den gewöhnlichen normalen Verhältnissen zu erreichen, musste man Tantaldrähte in entsprechender Länge und einem Durchmesser von 0,05—0,06 mm herstellen können. Im Juli 1903 wurde die erste Lampe fertiggestellt, deren Faden 0,05 mm Durchmesser bei 5 cm Länge. Bei 9 Volt Spannung und 0,58 Ampere Strom gab die Lampe 3,5 Kerzen, hatte also einen spezifischen Verbrauch von 1,5 Watt f. d. Kerze. Entsprechend musste dann eine Lampe für 110 Volt einen Faden von 65 cm Länge haben und ungefähr 43 Kerzen geben. Es entstand nun die Schwierigkeit, diesen langen Faden von mehr als 60 cm Länge in einer Glasglocke von der gebräuchlichen Grösse unterzubringen. Wie alle bisher verwendeten Metalldrähte, erweicht auch Tantal bei der hohen Temperatur in der Glühlampe, die einer Belastung von 1.5 Watt f. d. Kerze entspricht; die Verwendung von Schleifen oder Spiralen, wie bei den Kohlefäden, war daher ausgeschlossen. Man hätte wohl nach dem Vorbilde der Oslampe freihängende Bügel verwenden können, aber dann hätte die Lampe wie die *Auer*sche, nur senkrecht brennen können, und die einzelnen Bügel hätten verankert werden müssen. Auch Lampen mit Bügeln aus gewelltem Draht (Fig. 1) oder aus glattem oder gewelltem Metallband genügten nicht, obgleich die Bügel erheblich kürzer wurden.

Der einzig aussichtsvolle Weg war der, den Faden in eine Anzahl kurzer Stücke zu unterteilen. In dieser Weise wurde im September 1903 die erste brauchbare Lampe für 110 Volt (Fig. 2) hergestellt. Wie man aus der Figur ersieht, trägt ein in der Mitte befindlicher Draht zwei Glasstücke, in die je zwölf Arme aus dünnen Drähten mit Häckchen an den Enden eingeschmolzen sind. Ueber

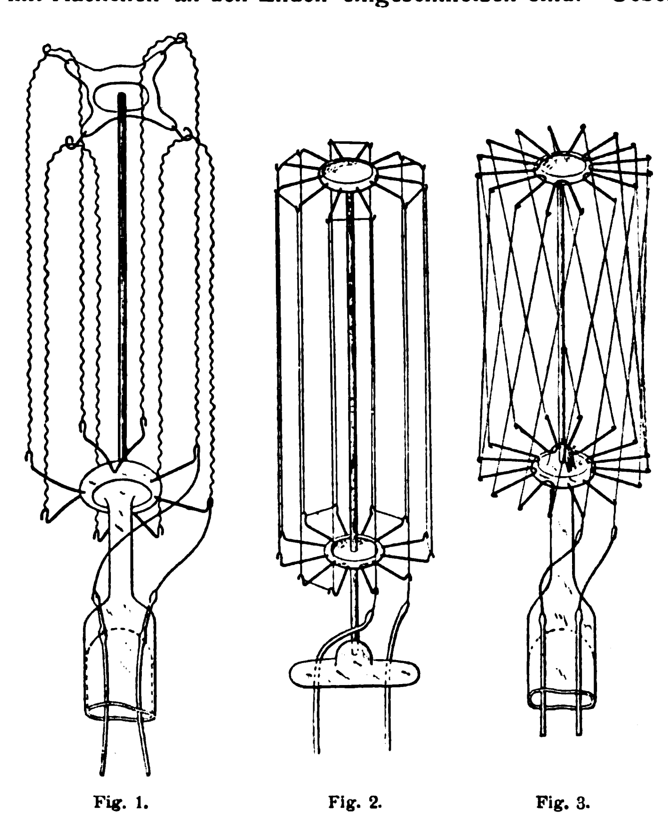


Fig. 1. Fig. 2. Fig. 3.

diese 24 Halter war der dünne Tantaldraht aufgewickelt und man erhielt so eine Lampe, die in jeder beliebigen Stellung brennen konnte. Bei 94 Volt Spannung und 1,5 Watt f. d. Kerze ergab sie 30 Kerzen und eine Brenndauer von 260 Stunden, während welcher Zeit die Lichtstärke um $9^1/_2$ v. H. abnahm.

Auch andere Versuche wurden angestellt; so wollte man statt eines langen Fadens eine Anzahl von kurzen Stücken verwenden, die hintereinander geschaltet waren, bis sie die erforderliche Länge ergaben. Solche Lampen, wie sie Fig. 3 zeigt, die 16 Stücke zwischen den zwei isolierten Trägern aufweisen, hatten den Vorteil, dass man auch Bruchstücke von Drähten verwenden konnte, allerdings nur, wenn diese völlig gleichen Durchmesser hatten. Schliesslich aber kam die Konstruktion von Fig. 4 zur endgültigen Annahme, die bei 110 Volt 25 Kerzen ergab bei einer Belastung von 1.5 Watt f. d. Kerze.

Der mittlere Teil besteht aus einem kurzen Glasstück mit zwei Verdickungen, in welche die schirmartig nach oben und unten gebogenen Halter eingeschmolzen sind. Der obere Stern hat elf, der untere zwölf Arme, und jeder obere Arm sitzt in der Mitte zwischen zwei unteren. Zwischen diesen 23 Haltern ist über die an den Enden befindlichen Häkchen der Tantalfaden im Zickzack geführt. Seine Enden gehen an zwei untere Halter und sind hier mit den Strom zuführenden Platindrähten verbunden. Die normale Ausführung, die, wie schon erwähnt, bei 110 Volt Spannung 25 Kerzen Lichtstärke bei 1,5 Watt Belastung ergibt, hat einen Faden von 65 cm Länge und 0,05 mm Durchmesser. Das Gewicht dieses Fadens ist

0,022 gr, so dass aus 1 kg Tantal etwa 45 000 Lampen hergestellt werden können. Die Glasglocke ist dem Gerüst angepasst und überschreitet nicht die Maximalmasse für die gewöhnlichen Glühlampen gleicher Helligkeit.

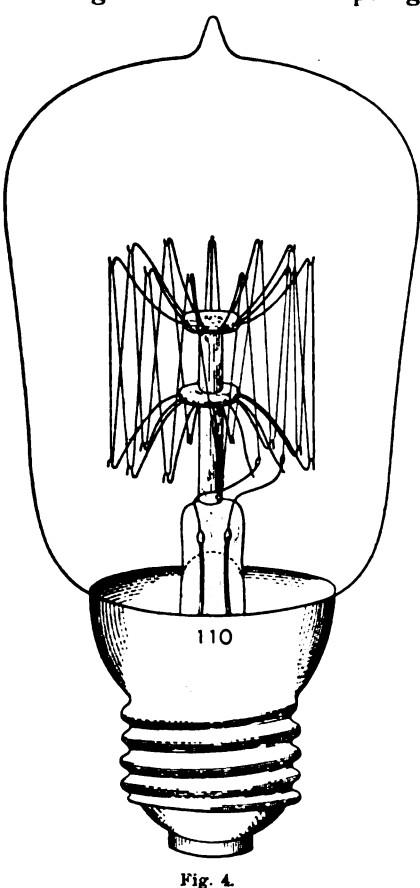


Fig. 4.

Diese Anordnung besitzt bemerkenswerte Vorzüge. Vor allem ist sie sehr widerstandsfähig und nimmt nicht leicht Schaden. Lampen, die zur Erprobung über See geschickt waren, kamen unverletzt zurück, obgleich sie ohne besondere Sorgfalt nur wie gewöhnliche Glühlampen verpackt waren. Ferner können diese Lampen in jeder Stellung verwandt, und ohne weiteres in jeden Beleuchtungskörper eingesetzt werden. Das Licht ist angenehm weiss und wirkt besonders in mattierten Glocken.

Zahlreiche Versuche während langer Zeit mit den verschiedensten Belastungen zwischen 1,0 und 3,0 Watt f. d. Kerze haben ergeben, dass die Tantallampe bei der nämlichen Spannung etwa 50 v. H. weniger Strom verbraucht wie die Kohlefadenlampe, bei gleicher Helligkeit und gleicher Lebensdauer; oder dass sie doppelte Helligkeit besitzt bei gleichem Strom, oder bei gleicher Belastung grössere Lebensdauer. Bei einer anfänglichen Belastung von 1,5 Watt f. d. Kerze hat die Tantallampe eine genügend lange Lebensdauer für alle praktischen Bedürfnisse, so dass dieser Wattverbrauch für die 110 Volt-Lampe als normal festgesetzt wurde.

Zwar gaben die Lampen auch bei einer Belastung von 1,0 Watt f. d. Kerze noch eine Lebensdauer von mehreren hundert Stunden, jedoch zeigten sich in diesem Falle die Lampen gegen Spannungsschwankungen empfindlich und ergaben oftmals eine frühzeitige Abnahme der Helligkeit. Gewöhnlich brennt eine Tantallampe 400 bis 600 Stunden bei 1,5 Watt f. d. Kerze, bis sie 20 v. H. Lichtstärke verloren hat; diese „Nutzbrenndauer" erreicht bei einzelnen Lampen sogar 1200 Stunden. Die absolute Lebensdauer ist viel grösser und liegt im Durchschnitt bei 800—1000 Stunden. Im allgemeinen schwärzt sich die Lampe sehr wenig, wenn sie nicht aus später angegebenen Gründen teilweise stark überlastet wird.

Was das Verhalten der Tantallampe während des Betriebes betrifft, so ist zunächst zu erwähnen, dass sie wie die Kohlefadenlampe am Anfang eine Steigerung der Helligkeit aufweist; meist schon nach wenigen Stunden nimmt die Helligkeit um 15—20 v. H. zu, gleichzeitig wächst der Strom um 3—6 v. H., während der spezifische Verbrauch auf etwa 1,3—1,4 Watt f. d. Kerze zurückgeht. Später nimmt die Lichtstärke langsam, aber stetig ab, während der spezifische Verbrauch zunimmt. Die mittleren Verhältnisse von 25 Kerzenlampen für 110 Volt während ihrer Brenndauer zeigt folgende Tabelle:

Brenndauer in h.	Lichtstärke in Hefnerkerzen.	Strom in Ampere.	Watt f. d. Kerze.
0	25	0,36	1,5
5	28	0,37	1,3
150	25	0,36	1,5
300	22	0,36	1,6
500	20	0,36	1,9
1000	18	0,35	2,1

Die anfängliche Zunahme der Helligkeit ist zweifelsohne auf eine Strukturveränderung des Fadens zurückzuführen, die den Widerstand des Fadens verringert und damit die obigen Erscheinungen hervorruft. Schon mit blossem Auge kann man die bedeutenden Aenderungen am Faden erkennen. Während der neue Faden eine völlig glatte zylindrische Oberfläche besitzt, verändert sich diese während der Brenndauer und zeigt ein eigentümliches glitzerndes Aussehen. Unter dem Mikroskop betrachtet hat der Faden merkwürdige Einschnürungen, die tropfenförmige Gebilde hervorrufen. Fig. 5 zeigt ein Stück Draht in frischem Zustande und nach 1000 Stun-

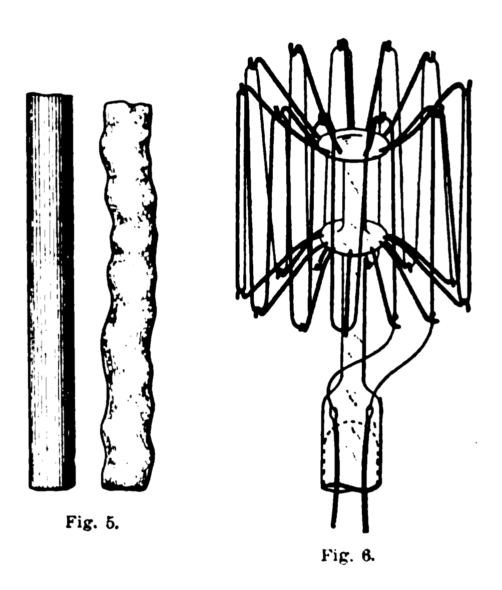


Fig. 5. Fig. 6.

den Brennzeit in hundertfacher Vergrösserung. Auch an der allmählichen Verkürzung des Fadens kann man seine Brennzeit abschätzen.

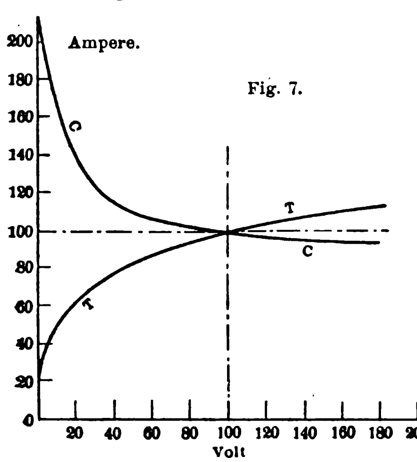
Die Verkürzung gibt sich darin zu erkennen, dass der Halbmesser der Bogen, in welchem der Draht ursprünglich über die einzelnen Träger geführt ist (s. Fig. 6), mit dem Strafferwerden des Drahtes nach und nach sich verringert.

Während bei allen Glühlampen mit dem Durchbrennen des Fadens die Lampe unbrauchbar geworden ist, kann eine Tantallampe öfter durchbrennen und nimmt mit jedem solchen Durchbrennen an Helligkeit zu. Jeder gebrochene Draht kommt nämlich mit dem benachbarten Stück in Berührung und stellt so den Stromschluss mit Ausschaltung eines kleinen Zwischenstückes wieder her. Die Lampe ist also wieder brauchbar und brennt heller, weil der Widerstand abgenommen hat. Diese selbsttätige Reparatur hilft allerdings nur für kurze Zeit, doch haben schon Lampen, bei denen nach kurzer Zeit ein solcher Bruch erfolgte, noch 1000 Brennstunden erreicht.

Nach etwa 200—300 Brennstunden verliert das Tantal einen grossen Teil seiner mechanischen Festigkeit. Während nach den Untersuchungen von Dr. *Bolton* neue Tantaldrähte eine grössere Zerreissfestigkeit haben als Stahl, werden sie nach einiger Brenndauer brüchig. Es ist daher nicht ratsam, alte Lampen aus ihren Fassungen zu schrauben, um sie an anderer Stelle zu benutzen. Neue

Lampen sind dagegen auch beim Brennen völlig unempfindlich gegen heftige Erschütterung.

Tantallampen sind auch bei beträchtlichen Ueberlastungen untersucht worden und haben sich auch hier den Kohlefadenlampen überlegen gezeigt. Eine Lampe für 110 Volt, 25 Kerzen und einen spezifischen Verbrauch von 1,5 Watt f. d. Kerze brennt bei langsamer Spannungssteigerung erst bei 260—300 Volt durch.



Wie wenig die Tantallampe gegenüber der Kohlefadenlampe die Glaswand schwärzt, lässt sich durch einen Versuch bei 30 v. H.-Ueberlastung in wenigen Stunden zeigen. Als weiterer Vorteil der Tantallampe ist anzuführen, dass ihr Widerstand, wie bei allen Metallen, mit steigender Temperatur stark zunimmt, während bekanntlich die Kohlefadenlampe beim Brennen ihren Widerstand verringert. In Fig. 7 ist der Widerstand der Tantal- und der Kohlefadenlampe als Funktion der Lampenspannung graphisch aufgetragen, und zwar derart, dass bei einer Belastung von 1,5 Watt f. d. Kerze Spannung und Widerstand zu 100 angenommen sind, aus der Kurve also die prozentualen Verhältnisse abgelesen werden können.

Wie man aus der Figur entnehmen kann, steigt der Widerstand des Tantals vom kalten Zustand bis zu einer Belastung von 1,5 Watt f. d. Kerze auf den fünffachen Wert und nimmt nach weiterer Spannungssteigerung noch zu, während der Widerstand der Kohle im gleichen Intervall auf die Hälfte abnimmt und bei weiterer Spannungssteigerung noch mehr abnimmt. Bei Spannungsschwankungen wird die Lichtstärke und Stromstärke beim Tantal nur wenig sich verändern und sich dagegen überhaupt wenig empfindlich zeigen.

Vorläufig, bis eine grössere Einrichtung für die Herstellung von Tantal getroffen ist, werden nur Lampen für 100—120 Volt, die bei 110 Volt 25 Kerzen und je nach der höheren oder niederen Spannung mehr oder weniger Licht geben, hergestellt.

Kleinere Mitteilungen.

Die Stickstoffgewinnung aus der Luft.

Unter dieser Ueberschrift wurde S. 189 d. Bd. ein Verfahren zur Salpetersäuregewinnung mittels des elektrischen Lichtbogens [1]) ausführlich beschrieben und dabei die Versuche von *Frank* zur Ausnutzung des Luftstickstoffs erwähnt. Anlässlich eines Vortrages, den Professor Dr. *Frank* vor einigen Wochen im Klub der Landwirte über „*Kalkstickstoff*" gehalten hat, möchte ich auf diese wichtige Frage auch meinerseits zu sprechen kommen.

Frank leitete, wie bekannt, über erhitztes Calciumcarbid Stickstoff und gewann so eine Verbindung zwischen Calcium, Kohlenstoff und Stickstoff (Calciumcyanamid), die er „Kalkstickstoff" taufte. Das Rohprodukt enthält 20—21 v. H. Stickstoff und kann ohne weiteres als Düngemittel angewandt werden. Er gibt dafür folgende Vorschrift: Auf 1 Hektar je nach Beschaffenheit des Ackers 150—300 kg. Kalkstickstoff, mit etwa der doppelten Menge trockener Erde gemischt, 8—14 Tage vor der Aussaat ausstreuen und sofort 3—5 Zoll in den Boden einpflügen. Gute Erfolge wurden mit dieser Düngung bei Reis in Spanien, bei Salat und Kohl in Proskau und bei Feldfrüchten in Norwegen erzielt. Im Laufe dieses Jahres wird in Italien eine grosse Fabrik in Betrieb gesetzt werden, in der 3000 Pferdekräfte zur Gewinnung von Kalkstickstoff dienen. Nach der Angabe von *Frank* ergibt eine elektrische Pferdekraft im Jahre 1250 kg Kalkstickstoff. Das Produkt muss vor Feuchtigkeit geschützt aufbewahrt werden, da es sonst Stickstoff (in Form von Ammoniak) verliert.

Während diese Verfahren gewaltige Elektrizitätsmengen erfordern, arbeitet die Natur selber ohne solchen grossen Apparat. An den Wurzelknöllchen von Leguminosen (Erbsen, Bohnen, Lupinen, Klee usw.) hausen Bakterien, die den Stickstoff der Luft verarbeiten und so die Nahrung für ihre Wirte bereiten. *Hiltner* in München gelang es, aus solchen Knöllchen beträchtliche Mengen eines enzymartigen Stoffes zu gewinnen, mit dessen Hilfe er ein *biologisches* Verfahren zu finden hofft, das den genannten chemischen Mitteln zur Verwertung des Luftstickstoffes ebenbürtig wäre.

Dr. *Kurt Arndt.*

[1]) In jeder Bogenlampenglocke kann man den unangenehmen Geruch der entstandenen Stickstoff-Sauerstoffverbindung wahrnehmen.

Der heutige Stand der Dampfturbinenfrage für den Schiffbau.

Während die Einführung der Dampfturbine als Schiffsmaschine in Deutschland nur recht zaghaft vor sich zu gehen scheint — ausser dem kleinen Kreuzer „Lübeck" und dem grossen Torpedoboot „S. 123" sind nur noch je ein kleinerer Dampfer auf dem „Vulcan" und den „*Howaldts*-Werken" für den Turbinenbetrieb bestimmt — findet der neue Antriebsmotor in Frankreich und England immer mehr Anklang. In England sind zur Zeit ausser den beiden Turbinenschnelldampfern für die *Cunard-Line* noch fünf Dampfer von 29500 t mit Turbinenantrieb im Bau, während im Jahre 1904 nicht weniger als dreizehn Turbinendampfer vom Stapel gelaufen sind, darunter die beiden mächtigen Dampfer „Victorian" und „Virginian" von je 12000 t Deplacement der *Allan-Line* für den Verkehr zwischen Kanada und England. *Parsons* hat neuerdings die Ansicht vertreten, dass die Dampfturbine auf Schiffen mit Maschinen von mehr als 5000 PS und von über sechszehn Knoten Geschwindigkeit die Kolbenmaschine in absehbarer Zeit verdrängen werde, und dass eine Kombination von Turbinen- und Kolbenmaschine der zur Zeit beste Antriebsmotor für gewöhnliche Frachtdampfer sei.

Ein englisches Fachblatt bringt ferner die Nachricht, dass die Werften Grossbritanniens aufgefordert seien, Projekte für eine neue Königsjacht von 2000 t einzureichen, die Dampfturbinen als Antriebsmaschinen erhalten und eine Höchstgeschwindigkeit von $18^1/_2$ Knoten in der Stunde erreichen soll.

In Frankreich sind bei zwei Torpedobooten mit Turbinenantrieb recht gute Erfahrungen gemacht worden.

Torpedo-Motorboote.

Auf einer Ausstellung von Motorfahrzeugen in London macht ein Motorboot Aufsehen, das mit einem 36 cm *Whitehead*torpedo ausgerüstet ist und gut als Torpedobeiboot für grössere Kriegsschiffe verwendet werden kann. „Engineering" vom 3. Februar d. Js. bringt eine ausführlichere Beschreibung dieses Fahrzeuges, der die folgenden Angaben entnommen sind.

Die kleine Torpedojacht ist 12,2 m lang, 1,88 m breit, hat 0,8 m Tiefgang und wiegt einschliesslich Torpedoausrüstung ungefähr $4^1/_2$ t, kann also bequem mittels Davits aus- und eingeschwungen werden.

Der Bootskörper ist gänzlich aus Stahl gebaut und hat im Unterwasserschiff die heute übliche Form schneller Motorjachten, d. h. scharfe Wasserlinien, die grösste Breite weit nach hinten liegend und die grösste Tiefe vorn. Ungefähr ein Drittel der Bootslänge von vorn, bis über die Maschine trägt das Boot ein Schildkrötendeck, dahinter ist es zum Teil offen, kann aber durch Presenninge wasserdicht eingedeckt werden. Durch mehrere Sondereinrichtungen, wie Setzborde usw. ist ferner dafür Sorge getragen, dass ein Wasserübernehmen möglichst vermieden wird. Als weitere Sicherheitseinrichtung ist ausserdem auf dem dritten Spant von vorn ein wasserdichtes Querschott eingebaut.

Die Antriebsmaschine besteht aus einem vierzylindrigen Verbrennungsmotor, System *Otto*, der sowohl Erdöl wie Erdöldestillate zu verwenden gestattet. Die Zylinder haben einen Durchmesser von 203 mm und ebenso gross ist der Hub. Der Motor leistet 120 PS bei 900 Umdrehungen in der Minute. Die ganze Maschinenanlage, deren einzelne Teile meist mit Hand bearbeitet sind, wiegt 1,27 t. Das Boot soll eine Geschwindigkeit von 18 Knoten in der Stunde erreichen.

Die Steinkohlenvorräte der Erde.

Ueber die Steinkohlenvorräte der ganzen Erde und der einzelnen Länder sowie über die Zeitdauer, in der jene Vorräte voraussichtlich aufgebraucht sein werden, gibt eine interessante, längere Abhandlung im Dezemberheft der Zeitschrift „Stahl und Eisen“ Aufschluss.

Nach den dort gemachten Angaben beträgt der bisher durch Bergbau oder Tiefbohrungen nachgewiesene und berechnete Kohlenvorrat Deutschlands etwa 280 Milliarden Tonnen, die bei einer jährlichen Förderung von 116 644 000 t wie im Jahre 1903 noch für 2400 Jahre ausreichen würden. Es ist nun aber wahrscheinlich, dass Deutschland mehr Kohlenlager hat, als bisher festgestellt worden sind; dieser mutmassliche Kohlenvorrat wird von Fachleuten auf 415,3 Milliarden Tonnen veranschlagt und würde unter Zugrundelegen der gleichen jährlichen Verbrauchsmenge wie vorher noch für 3520 Jahre ausreichen.

Berücksichtigt man dagegen, dass die Kohlenförderung wie bisher von Jahr zu Jahr anwächst, so würde der mutmassliche Kohlenvorrat schon im Jahre 3000 etwa aufgebraucht sein.

In Deutschland liegt der Schwerpunkt der Steinkohlenförderung in den westlichen Kohlengebieten, in denen insgesamt allein 40 v. H. der ganzen deutschen Kohlenförderung aufgebracht werden, während die schlesischen Kohlenbezirke und die im Königreich Sachsen etwa ein Drittel derselben liefern.

Wie sich nach dem Stande der heutigen Forschung der Kohlenreichtum auf die einzelnen Länder Europas verteilt, zeigt die folgende Zusammenstellung:

Land	Steinkohlenvorräte in Milliarden Tonnen	Förderung im Jahre 1903 in Millionen Tonnen
Deutschland . .	415,3	116,7
England	193,0	234,0
Russland	40,0	17,5
Belgien	20,0	23,9
Frankreich . . .	19,0	34,3
Oesterreich . .	17,0	12,7

Deutschlands Kohlenvorrat ist mithin grösser als der der gesamten europäischen Länder, die in der Zukunft auf die deutsche Kohle angewiesen sein werden. Deutschland wird dann für den europäischen Kohlenbedarf voraussichtlich die Rolle spielen, die heute England zufällt, dessen Kohlenfelder in etwa 350 Jahren abgewirtschaftet sein dürften. Voraussetzung zu dieser Annahme ist aber, dass die Transportfrage für die deutsche Kohle in ähnlich günstiger Weise gelöst werden müsste, wie es in England geschehen ist. Dieses besitzt in nächster Nachbarschaft seiner Kohlenlager zahlreiche Häfen, die zur Ausfuhr der Kohlen über See vorzüglich geeignet sind. Eine erfolgreiche Entwicklung der Kohlenausfuhr aus Deutschland ist nur denkbar, wenn für die Schaffung billiger Beförderungswege an die Küste Sorge getragen wird. In erster Linie könnte dafür der Ausbau der Binnenwasserstrassen von grösster Bedeutung werden, besonders wenn durch freien Wettstreit im Verfrachten auf den Wasserstrassen eine billige Beförderung der Kohlen gesichert wird.

Ueber den Kohlenreichtum der aussereuropäischen Länder gibt die Abhandlung in „Stahl und Eisen“ folgende Angaben:

Nordamerika hat etwa 681 Milliarden Tonnen Kohlen, also etwas weniger als Europa insgesamt (704,3 Milliarden Tonnen). Die aussergewöhnlich schnelle Entwicklung der Industrie in den Vereinigten Staaten lässt die Annahme berechtigt erscheinen, dass der Kohlenvorrat Amerikas früher erschöpft sein dürfte als der Europas, obgleich dieses heute jährlich noch mehr Kohlen fördert als Nordamerika.

Weit mehr Kohlen als Europa und Asien zusammen hat aber schon nach den bisherigen, wenig gründlichen Forschungen ein Land Asiens — China. Der wohlbekannte Geograph und Chinaforscher *Richthofen* schätzt allein in der Provinz Schansi den Vorrat an bituminöser Kohle und Anthrazit auf wenigstens 1260 Millionen Tonnen.

Die Kohle dürfte daher bis in die fernste Zukunft ebenso wie heute, die Kraftquelle der meisten maschinellen Betriebe bleiben.

Bücherschau.

Chemische Technologie und Analyse der Oele, Fette und Wachse. Von Dr. *J. Lewkowitsch*. Braunschweig, 1905. Fr. Vieweg & Sohn.

Das vorliegende, etwa 1200 Seiten umfassende Werk ist eine Uebersetzung des in zwei Bänden im vorigen Jahre in englischer Sprache herausgegebenen Werkes des genannten, in der Fettindustrie seit langem rühmlichst bekannten Verfassers. Der Verf. selbst will das Werk nur sehr bedingt als dritte Auflage seiner „Chemical Analysis of Oils, Fats and Waxes etc.“ gelten lassen, weil das neue Werk durch technologische Kapitel mit Abbildungen von fabrikmässig benutzten Apparaten ergänzt sei und darum mehr den Charakter einer neuen Technologie der Fette bekommen habe. Der technologische Teil ist sicher als wichtige Bereicherung des Buches anzusehen; da er aber immerhin noch, wie inzwischen auch von anderer Seite[1]) hervorgehoben ist, gegenüber dem etwa viermal so umfangreichen wissenschaftlichen und analytischen Teil an der nun einmal gewünschten Ausführlichkeit zurücktritt, so wird das Buch doch in erster Linie des wissenschaftlichen und analytischen Teils wegen geschätzt werden.

Seit 1892, dem Erscheinungsjahr der bekannten, aber nicht mehr ganz zeitgemässen *Schädler*schen „Technologie der Fette und Oele des Pflanzen- und Tierreichs“ ist eine ähnlich umfangreiche Technologie der Fette nicht erschienen; die Fachwelt wäre daher Herrn *Lewkowitsch* gewiss sehr dankbar, wenn er in der nächsten Auflage seines jetzt erschienenen sehr bedeutsamen Werkes die vorhandene Lücke, welche er nach eigenem Urteil anscheinend schon jetzt annähernd ausgefüllt zu haben glaubt, auch nach dem Urteil anderer in vollem Sinne beseitigt. Eine so hervorragende Arbeitskraft wie *Lewkowitsch* wäre dieser Aufgabe gewiss gewachsen.

Der Verfasser könnte das hier angedeutete Ziel zweifellos ohne zu grosse Umfangsvermehrung des jetzigen Werkes erreichen, wenn er diesem eine gedrängtere, noch kritischer gesichtete Anordnung gäbe. Die zahlreichen Tabellen, welche die Eigenschaften der Oele, Fette usw. behandeln, sind durch zu pietätvolle Berücksichtigung von Literatur- und Autorenangaben und durch die sonstige Eigenart der äusseren Anordnung ziemlich breit angelegt und erschweren daher die Benutzung des Buches. Oft findet man z. B. fünfzehn bis zwanzig nahe beieinander liegende spez. Gewichte oder Jodzahlen u. dergl. bei ein und derselben Fettart, und ebensoviele Autoren für jede Konstante mit Quellenangaben in einer Tabelle angeführt! Ich würde es für richtiger halten, wenn der Verf. nicht dem Leser, der sich doch

[1]) s. die Besprechung von *Ulzer* in der „Chem. Ztg.“



meistens als Analytiker schnell orientieren will, die Sichtung dieser umfangreichen tabellarischen Zusammenstellungen überlässt, sondern wenn er, selbst als Führer dienend, vorwiegend zusammengezogene Grenzwerte, wo nötig mit kleinen Erläuterungen und Literaturnachweisen versehen, gibt. Bei der überaus grossen Arbeit, welche der Verf. aufgewendet hat, dürfte es auch nicht verwundern, dass manchmal störende Ungenauigkeiten untergelaufen sind. Z. B. ist die S. 137, Bd. 2 zitierte Arbeit von *Reimer* u, *Will* über Dieruceïn nicht S. 332, sondern S. 3320 der Ber. Chem. Ges. 1886 erschienen. Die an anderer Stelle zitierte *Engler*sche Arbeit über Autoxydation von Palmfett befindet sich nicht S. 1007, sondern S. 1101 der Ber. Chem. Ges. 1900. Eine Angabe von 0,844 für das spez. Gewicht von Walratöl scheint mir fehlerhaft abgedruckt zu sein, da alle übrigen spez. Gewichte dieser Oelart zu etwa 0,88 angegeben sind, was auch mit sonstigen Beobachtungen im Einklang steht. Die angedeutete zum Teil breit angelegte Art der Darstellung bringt es mit sich, dass auch Wiederholungen auftreten, wie z. B. die Aeusserungen über Schwefelgehalt und Verseifungszahl von Rübölen S. 128 und 143, Bd. 2.

Jodzahlen von 160 für Leinöl dürften wohl nicht unwidersprochen in den Leinöltabellen angeführt sein.

In der im übrigen sehr häufig geübten Kritik, welche als besonderer Vorzug des Buches gelten kann, schiesst der Verf. in einzelnen Fällen allerdings übers Ziel hinaus.

Abgesehen von diesen kleinen Mängeln, denen wohl in einer späteren Auflage abzuhelfen ist, ist das neue Werk von *Lewkowitsch* durch die vom Verf. mitgeteilten eigenen, umfangreichen Erfahrungen und die überaus fleissige Bearbeitung des Materials sicher als eine der bedeutsamsten Erscheinungen der modernen Fettliteratur anzusehen.

Mir selbst ist das Werk, gleich den älteren Auflagen, bereits zu einem unentbehrlichen Nachschlagewerk und Führer bei meinen beruflichen Arbeiten geworden. *Holde.*

Zuschrift an die Redaktion.

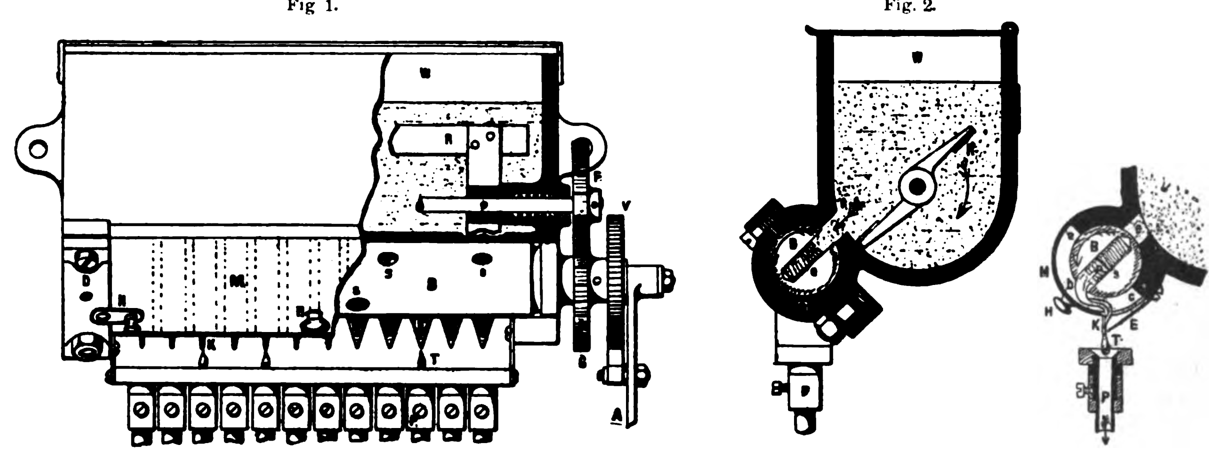
(Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion).

In Ihrer geschätzten Zeitschrift finde ich auf S. 24 und 25 d. Bd. eine Abhandlung über Graphitschmierung, welche mich als mehr als zwanzigjährigen Spezialisten dieser Branche lebhaft interessiert hat, und mich zu einer Gegenäusserung resp. Ergänzung veranlasst, welcher Sie freundlichst Raum gewähren wollen.

Die beschriebene Schmierpresse von *Hoppe*, Hamburg, ist abgeändert, so dass dieser Apparat sich täglich einer mehr zunehmenden Beliebtheit in Fachkreisen erfreuen darf.

Für die Zapfen- und Lagerschmierung mit Graphitöl wird in neuester Zeit mit Erfolg ein sog. Zentralöler „Revolver“ von der Firma *J. Reinschild*, Rothenburgsort-Hamburg, auf den Markt gebracht.

Der Apparat (Fig. 1 und 2) ist speziell mit Rücksicht auf die sich immer mehr Bahn brechende Graphitölschmierung konstruiert. Die Abbildung ist jedem Fachmann verständlich genug, so dass



W Oelbehälter.
A Antriebhebel.
V Antriebsperrad (Ratsche).
G Treibendes Zahnrad } für Rührwerk.
F Getriebenes Zahnrad } für Rührwerk.
R Rührwerk für Graphitzusatz.
B Walze mit Oelkammern.
S Oelkammern durch Pfropfen verstellbar.
e Eintritt des Oeles in die Oelkammer.
a b c Austritt des Oeles aus der Oelkammer.
K Leitzapfen für den Oeltropfen.
T Oeltropfen, sichtbar.
E Leitblech für den Oeltropfen.
P Ausfluss zur Schmierstelle.
D Deckel für die Walze.
M Abnehmbarer Schutzdeckel mit inneren Oelführungsnuten.
H Knopf zum Anfassen des Schutzdeckels.
N Warbel zum Festklemmen des Schutzdeckels.

Automatischer Zentralöler „Revolver“.

veraltet und wird heute ganz anders gebaut, so dass die gerügten Mängel vermieden sind. Hauptsächlich ist das erwähnte Rückschlagventil jetzt am Apparat selbst angeordnet, also nicht am Dampfrohr, wo Festbrennen und Verstopfen zu befürchten ist. Die Rohrleitung ist 10 mm im lichten Durchmesser, das Ventil selbst besteht aus einer Kugel von 15 mm Durchmesser und hat ein besonderes Rührwerk für sich, welche alle Graphitrückstände in der Leitung in Bewegung bringt.

Die in der Abhandlung gerügten Uebelstände sind somit bereits seit Jahr und Tag an dem sog. „Hansa“-Apparat von *Hoppe* von einer Beschreibung abgesehen werden kann. Erwähnt sei nur noch, dass dieser Oeler jahrelang gleichmässig dasselbe Quantum Schmiermaterial zur Schmierstelle fördert, einerlei, ob das Oel dick oder dünn, kalt oder warm ist. Die sonst üblichen Tropföler versagen bekanntlich alle nach ganz kurzer Zeit, so dass dieselben stets wieder neu reguliert werden müssen.

Hochachtungsvoll

H. J. Eggers, Zivil-Ingenieur
Hamburg 19.

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.
86. Jahrg., Bd. 320, Heft 17. Berlin, 29. April 1905.
Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.



Das Eisenbahn- und Verkehrswesen auf der Weltausstellung in St. Louis 1904.

Von Professor **M. Buhle** und Dipl.-Ing. **W. Pfitzner**, Dresden.

(Fortsetzung von S. 244 d. Bd.)

A. Dampflokomotiven.

Die Hauptabmessungen und wesentlichsten Daten der 40 mit Dampf betriebenen Ausstellungslokomotiven sind aus der Zusammenstellung 1 (S. 258 und 259) ersichtlich.

Die Zusammenstellung ist nach ausstellenden Firmen geordnet, sie gibt also zunächst ein Bild von der Leistungsfähigkeit der einzelnen Fabriken, und in ihrer Gesamtheit eine Uebersicht über den Stand der Lokomotivtechnik in den Vereinigten Staaten. Die bildliche Darstellung der Räderanordnungen (Spalte 4) lässt die Mannigfaltigkeit der jetzt bestehenden Lokomotivarten erkennen, sie zeigt, dass fast jede Fabrik eine grosse Zahl der verschiedenartigsten Maschinen herstellt, sie zeigt aber zugleich, dass die grossen und schweren Maschinen bei weitem die vorherrschenden sind. Güterzuglokomotiven von sechs und sieben Achsen werden sowohl von *Baldwin* wie von der *American Locomotive Co.* hergestellt, mit Gewichten, die das bei uns übliche bei weitem übertreffen. Als Durchschnittsgewicht der in St. Louis ausgestellten amerikanischen Vollbahnlokomotiven ergibt sich 84 t; sieben Lokomotiven wogen über 90 t, die drei schwersten sind No. 6 mit 100 t, No. 13 mit 131 t, No. 20 mit 153 t! Ebenso weisen die Tender Gewichtszahlen auf, die man in Europa nicht kennt. Gewichte von 60 t sind die Regel, die schwersten Tender sind mit 75,5 t (No. 4) und 74 t (No. 13) angegeben, so dass also Gesamtgewichte von Maschine und Tender von 162 t (No. 6), 164 t (No. 4), 205 t (No. 13) und 218 t (No. 20) entstehen. Im Vergleich mit der Ausstellung in Chicago 1893 ergibt sich eine erhebliche Zunahme der Gewichte, dort war das Durchschnittsgewicht nur 58,5 t, die schwerste Lokomotive wog 88 t. Berücksichtigt man, dass der Unter- und Oberbau der Bahnen, namentlich der transkontinentalen, so gut wie nicht verstärkt wurde, jedenfalls bei weitem nicht im Verhältnis der Zunahme der Lokomotiv- und Zuglasten, dann ist die erschreckende Vermehrung der schweren Eisenbahnunfälle in den Vereinigten Staaten in den letzten Jahren zum Teil erklärlich. Die Zusammenstellung der ausgestellten Lokomotiven führt das deutlich vor Augen. Die Gründe für die Gewichtsvermehrung sind natürlich wirtschaftlicher Art, mit den schweren Lokomotiven lassen sich grosse Zugseinheiten ohne Vorspann bewältigen, vor dem man drüben eine gewisse Scheu zu haben scheint. Abgesehen von den eigentlichen Gebirgsbahnen ist drüben höchst selten eine Vorspannmaschine zu sehen. Im Zusammenhang mit den grossen Dienst- und Reibungsgewichten sind natürlich auch die Zugkräfte der amerikanischen Maschinen erheblich grösser als die der europäischen. In der Tabelle sind die Zugkräfte als der fünfte Teil des Reibungsgewichtes angegeben, das sind Werte, die für normalen Betrieb als Höchstwerte gelten können. Nach amerikanischer Berechnung, aus den Zylinderdimensionen, ergeben sich zum Teil noch höhere Werte, die aber nichts weiter besagen können, als dass die Zylinder sehr reichlich dimensioniert werden.[13])

Die im allgemeinen bei Personenzuglokomotiven über 2 m betragenden Treibraddurchmesser (Spalte 12) lassen auf erhebliche Höchstgeschwindigkeiten schliessen, die in der Tat auch auf fast allen grossen Linien für kurze Strecken erzielt werden. Geschwindigkeiten über 100, bis 120 km/St. sind auf den östlichen Bahnen sehr oft zu messen, wenn auch die durchschnittliche Reisegeschwindigkeit in der Regel dieselbe wie bei uns, meist sogar geringer ist. Der Betrieb ist eben auf allen amerikanischen Bahnen ein sehr ungleichmässiger. Dabei liegen die Kessel der Maschinen stets sehr hoch (Spalte 20), was jedoch auf die Ruhe des Ganges kaum einen Einfluss ausübt und jedenfalls keine Gefahr für die Laufsicherheit bedeutet. Sehr unangenehm bemerkbar machen sich auf der Fahrt mit amerikanischen Lokomotiven nur die Wirkungen der sehr schweren Triebwerksmassen, namentlich bei der *Woolf-Vauclain*schen Anordnung, sowohl durch starkes Zucken für das Personal, als auch bei besserem Massenausgleich infolge der rotierenden Gewichte durch Deformation der Schienen. Gerade die letzteren Uebelstände treten in neuerer Zeit immer mehr hervor, da die Triebwerksmassen stets weiter wachsen (vergl. spätere Zeichnungen und Photographien), und das scheint auch der Hauptgrund zu sein, weshalb die amerikanischen Bahnen und Fabriken sich mehr und mehr mit der Frage der vierzylindrigen, ausgeglichenen Lokomotive beschäftigen.

Aus Spalte 8 ist zu sehen, dass eine Reihe vierzylindriger Maschinen ausgestellt waren, die die bekannten Anordnungen nach *de Glehn* und *von Borries* aufweisen. Zwei davon, die beiden deutschen (No. 36 und 37), sind bereits im Vorbericht beschrieben, die zwei amerikanischen, No. 4 und 16, sollen später eingehender behandelt werden.

[13]) Vergl. *Guthrod*, Z. d. V. d. I., 1904, S. 1691. Die dort aufgeführten Formeln enthalten gegenüber den in Deutschland üblichen *(Eisenbahntechnik der Gegenwart)* einen sehr hohen mittleren effektiven Dampfdruck, der kaum zu erreichen sein dürfte. Daher erklärt sich auch die ungewöhnliche Grösse der dort angegebenen Zugkraft.

Zusammenstellung I.

1	2	3	4	5	6	7	8
			Lokomotivform.				
No.	Fabrikant.	Besitzer.	Schema[15])	Bezeichnungen.			
				Amerikanisch.		Deutsch.	
1	*Baldwin*	*Chicago & Alton R. R.*		Atlantic	4—4—2	$^2/_5$ gek. P.-L.	Zwilling
2	"	*Norfolk & Western*		"	4—4—2	$^2/_5$ " P.-L.	"
3	"	*Chic., Burl. & Quinci*		"	4—4—2	$^2/_5$ " P.-L.	Verb. *Vauclain*
4	"	*Atch., Topeca & S. Fé.*		"	4—4—2	$^2/_5$ " P.-L.	Verb. *v. Borries*[18])
5	"	*Norfolk & Western.*		10 Wheeler	4—6—0	$^3/_5$ " P.-L.	Zwilling
6	"	*Union Pacific.*		Pacific	4—6—2	$^3/_6$ " P.-L.	"
7	"	*St. Louis & St. Frisco.*		"	4—6—2	$^3/_6$ " P.-L.	"
8	"	*Mo., Kansas, Texas.*		Mogul	2—6—0	$^3/_4$ " G.-L.	"
9	"	*Del., Lak. & Western.*		Consolidation	2—8—0	$^4/_5$ " G.-L.	"
10	"	*Southern Pacific.*		"	2—8—0	$^4/_5$ " G.-L.	"
11	"	*Norfolk & Western.*		"	2—8—0	$^4/_5$ " G.-L.	"
12	"	"		"	2—8—0	$^4/_5$ " G.-L.	Verbund
13	"	*Atch., Topeca & S. Fé.*		10 Coupl. Double Ender	2—10—2	$^5/_7$ " G.-L.	Verb. *Vauclain*
14	*American Locomotive Co.*[17]) *Schenectady*	*Vandalia*		Atlantic	4—4—2	$^2/_5$ gek. P.-L.	Zwilling
15	"	*Baltimore & Ohio*		"	4—4—2	$^2/_5$ " P.-L.	"
16	"	*New York Central & H. R.*		"	4—4—2	$^2/_5$ " P.-L.	Verb. *de Glehn*[19])
17	"	*Kiushiu, Japan.*		Mogul	2—6—0	$^3/_4$ " G.-L.	Zwilling
18	"	*Erie R. R.*		Consolidation	2—8—0	$^4/_5$ " G.-L.	"
19	"	*New York Central & H. R.*		"	2—8—0	$^4/_5$ " G.-L.	"
20	"	*Baltimore & Ohio*		Articulated[20])	0—6—6—0	2 × $^3/_3$ " G.-L.	Verb. *Mallet*
21	*Brooks*	*Big. Four*[21])		Atlantic	4—4—2	$^2/_5$ " P.-L.	Zwilling
22	"	*Lake Shore & M. S.*		Prairie	2—6—2	$^3/_5$ " P.-L.	"
23	"	*Missouri Pacific*		Pacific	4—6—2	$^3/_6$ " P.-L.	"
24	"	*Anheuser Busch*		6 Wheel Switcher	0—6—0	$^3/_3$ " G.-L.	"
25	*Richmond*	*Ches. & Ohio*		Consolidation	2—8—0	$^4/_5$ " G.-L.	"
26	*Dixon*	*Americ. Loc. Co.*		4 Wheel Switcher	0—4—0	$^2/_2$ " T.-L.[22])	"
27	*Rogers*	*Illinois Central*		Atlantic	4—4—2	$^2/_5$ gek. P.-L.	Zwilling
28	"	*Great Northern*		10 Wheeler	4—6—0	$^3/_5$ " P.-L.	"
29	"	*St. Louis South West.*		Mogul	2—6—0	$^3/_4$ " G.-L.	"
30	"	*Illinois Central*		Consolidation	2—8—0	$^4/_5$ " G.-L.	"
31	"	*Baltimore & Ohio*		"	2—8—0	$^4/_5$ " G.-L.	"
32	*Canadian Loc. W.*	*Pr. Edwards Islands*		8 Wheeler	0—8—0	$^4/_4$ gek. G.-L.[23])	Zwilling
33	*F. M. Hicks*	*Hicks*		American	4—4—0	$^2/_4$ gek. P.-L.	Zwilling
34	*Lima Loc. W.*	—		Geared Engine	0—12—0	$^6/_6$ gek. G.-L. Zhnrd.	Drilling
35	*Cagney Brs.*	*Worlds Fair R. R.*		Miniatur	4—4—0	$^2/_4$ gek. Zwerg-L.	Zwilling
36[24])	*Elsäss. Masch.-F.*	*Pennsylvania R.*		Atlantic	4—4—2	$^2/_5$ gek. P.-L.	Verb. *d. Glehn*[19])
37	*Hann. Masch.-F.*	*Preuss. St.-E.-B.*		Atlantic	4—4—2	$^2/_5$ gek. P.-L.	Verb. *v. Borries*[18])
38	*Henschel & Sohn*	*Preuss. St.-E.-B.*		4 Coupl. Double End.	4—4—4	$^2/_6$ gek. S.-L.	Verb. *Wittfeld*[26])
39	"	—		4 Wheeler	0—4—0	$^2/_2$ " T.-L.	Zwilling
40	"	—		4 Wheeler	0—4—0	$^2/_2$ " T.-L.[27])	"

Weiterhin kann die Frage der Verbundanordnung unter den amerikanischen Maschinen studiert werden durch die bekannte Anordnung von *Vauclain* (Maschine No. 3), neben der eine zweite (Tandem)-Anordnung desselben Konstrukteurs durch die Lokomotive 13 gegeben ist. Eine gewöhnliche Verbundmaschine mit zwei Zylindern nach deutscher Bauart ist in Maschine No. 12 vertreten, und schliesslich hat die *American Lokomotive Co.* durch die Maschine No. 20 die Anordnung *Mallet-Rimrott* zur Schau gebracht.

Die Mehrzahl aller Maschinen weist allerdings noch die Zwillingsanordnung auf, die in ihrer Einfachheit für amerikanische Betriebs- und Personalverhältnisse zur Zeit auch die zweckmässigste bleibt.

Bevor auf die Besprechung der am wichtigsten erscheinenden Typen näher eingegangen wird, seien noch

[14]) S. auch Eng. News, 1904, S. 209 (6. X.).

[15]) Nach den Bezeichnungen der *American Locomotive Co.*

[16]) Maximale Zugkraft $^1/_5$ des Reibungsgewichtes.

[17]) *American Locomotive Co.*; hierzu gehören:
Schenectady Works, Schenectady N.-Y.
Pittsburg Works, Allegheny Pa.
Cooke Works, Paterson N.-J.
Dickson Works, Scranton Pa.
Brooks Works, Dunkirk N.-Y.
Richmond Works, Richmond Va.
Rhode Island Works, Providence R.-I.
Manchester Works, Manchester N.-H.
Montreal Works, Montreal Canada.

[18]) Anordnung von *v. Borries*, einachsiger Antrieb.

[19]) Anordnung von *de Glehn*, zweiachsiger Antrieb.

[20]) Mallet-Rimrott.

[21]) Chicago, Cleveland, Cincinnati & St. Louis R. R.

[22]) Sattel-Tender.

[23]) Spur 1,067 m.

[24]) Zum Vergleich sind von hier ab die Daten aus dem Vorbericht wiederholt bezw. ergänzt.

[25]) Serve-Rohre.

[26]) Anordnung von *Wittfeld*, einachsiger Antrieb, ein Hochdruck-, zwei Niederdruckzylinder gleicher Grösse.

[27]) Spur 0,914 m.

Dampflokomotiven.[14])

9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Lokomotive.																		Tender.			No.
Triebwerk.					Kessel.										Gewicht			Vorräte.			
Dampfzylinder.			Treibrad-Dmr.	Ges. Radst. der Lok.	Kesseldruck	Heizfläche	Rostfläche			mittl. Dmr.	Kessel über S. O.	Siederohre.					Zugkraft[16])				
Zahl	Dmr.	Hub					Länge	Breite	Fläche			Zahl	Dmr.	Länge zw. d. Rohrw.	Reibgs. G.	Dienst. G.		Wasser	Kohle	Dienstgewicht	
	mm	mm	mm	mm	atm	qm	m	m	qm	mm	mm		mm	mm	rd. t	rd t	rd t	t	t	rd. t	
2	508	712	2057	8407	14,0	246,6	2,743	1,676	4,6	1778	2870	297	50,8	4876	47,2	83,5	9,5	26,5	12,7	62,0	1
2	483	712	2007	8128	14,0	267,5	2,540	1,626	4,1	1575	2718	326	50,8	4876	36,3	77,1	7,2	22,7	9,1	51,7	2
4	381/635	660	2140	8433	14,8	278,9	2,438	1,676	4,1	1626	—	330	50,8	5030	43,6	82,5	8,7	22,7	9,1	53,0	3
4	381/635	660	2007	9220	15,5	297,8	2,743	1,676	4,6	1676	2819	273	57,1	5740	45,4	88,0	9,1	32,1	11,9	75,5	4
2	508	712	1727	7429	14,0	237,7	2,857	1,067	3,0	1676	—	281	57,1	4407	59,0	75,3	11,8	22,7	9,1	52,4	5
2	559	712	1956	10160	14,0	283,6	2,745	1,676	4,6	1778	2845	245	57,1	6096	64,5	100,5	12,9	26,5	12,7	61,0	6
2	508	660	1753	9144	14,0	266,0	2,032	1,981	4,0	1626	—	249	57,1	5664	51,7	86,1	10,2	22,7	9,1	52,2	7
2	508	712	1600	7188	14,0	207,5	2,565	1,676	4,3	1575	—	316	50,8	3861	60,3	70,4	12,0	22,7	9,1	52,0	8
2	533	660	1448	7518	14,0	257,6	3,207	2,751	8,8	1791	—	350	50,8	4267	78,0	87,1	15,6	22,7	9,1	53,5	9
2	559	762	1448	7417	14,0	315,6	2,743	1.676	4,6	2032	—	413	50,8	4572	88,0	95,0	17,6	26,5	12,7	61,5	10
2	533	762	1422	7290	14,0	213,7	2,565	1,632	4,2	1626	—	252	57,1	4420	69,0	79,0	13,8	22,7	9,1	52,7	11
2	584/889	813	1422	7476	14,0	259,0	3,073	1,060	3,3	1727	—	306	57,1	4420	75,3	84,4	15,0	22,7	9,1	51,7	12
4	483/813	813	1448	10947	15.8	445,5	2,743	1.829	5.0	2000	2997	391	57.1	6096	106.1	130.8	21.2	32,1	9.1	74.0	13
2	533	660	2007	8306	14,0	288,0	2,438	1,905	4,6	1832	2819	351	50,8	4876	49,0	83,5	9,8	28,4	11,0	64,7	14
2	559	660	2032	9385	14,4	245,2	2,819	1,829	5,2	1702	—	313	50,8	4826	49,9	81,6	10,0	26,5	9,1	60,5	15
4	394/660	660	2007	8458	15,5	320,1	2,438	1,905	4,6	1835	2821	390	50,8	4877	50,0	90,7	10,0	22,7	9,1	55,5	16
2	432	610	1372	5918	13,2	111,2	2,083	0,756	1,6	1473	--	190	50,8	3607	35,4	41,7	7,1	9,5	2,3	25,5	17
2	559	813	1575	7899	14,0	300,2	2,663	1,811	5,1	1895	—	372	50,8	4826	81,6	91,6	16,3	26.5	11,9	58,5	18
2	584	813	1600	7899	14,0	362,4	2,667	1,911	5,1	2073	2896	458	50,8	4724	88,8	99,0	17.8	26,5	11,0	62,0	19
4	508/813	813	1422	9347	16,5	518,9	2,743	2,438	6,7	2134	3048	436	57,1	6407	153,0	153,0	30,5	26,5	11,8	65,0	20
2	521	660	2007	9093	14,0	296,9	2,464	1,727	4,2	1737	2934	362	50 8	4876	45.4	84,4	9,1	28,4	9,1	63,5	21
2	521	712	2032	9703	14,0	334,2	2,159	2,134	4,6	1676	2794	344	50,8	5918	64,4	86,2	12,9	22,7	11,8	59,0	22
2	508	660	1753	9652	14,0	272,2	1,981	2.032	4,1	1626	—	256	57,1	5651	55,3	82,5	11,0	18,9	9,1	48,5	23
2	508	660	1270	3429	13,2	214,4	1,676	1,600	2,7	1626	2565	279	50,8	4731	65.4	65,4	13,1	22,7	6,8	54,5	24
2	559	712	1422	7696	14,0	280,9	2,286	1,905	4,4	1778	—	370	50,8	4496	75,3	84,4	15,0	22,7	9,1	54,2	25
2	254	406	838	1524	11.0	30,1	0,864	1.060	0,9	864	—	94	38,1	2508	14,1	14.1	2,8	1,5	0,5	—	26
2	508	712	2007	8458	14,0	291,1	2,591	1,829	4,7	1676	2781	331	50,8	5131	46,2	89,8	9,2	26,5	13,6	59,5	27
2	483	712	1854	7594	14,8	210,1	2,844	1,067	3,0	1676	2762	280	50.8	4343	60,8	73,5	12,2	22,7	10,0	59,5	28
2	483	660	1549	6934	14,0	176,2	2,692	0,991	2,7	1638	2575	270	50,8	3742	57,2	66,2	11,4	20,8	11,0	—	29
2	508	712	1435	7518	14,0	254,5	2,743	1,828	5,0	1676	2870	333	50.8	4445	74,4	86,2	14,9	26,5	13,6	59,5	30
2	559	712	1422	7544	14.4	264,3	2,737	1,676	4,6	1800	2794	369	50,8	4204	78,5	88,0	15,7	26,5	11,9	53,0	31
2	381	508	1372	5994	12,6	77,7	1,689	0,838	1,4	1368	—	170	44,4	2896	20,9	31,8	4,2	8,3	2,3	24,0	32
2	457	660	1727	7264	11,7	134,5	1,829	0,864	1,6	1422	—	201	50,8	3910	24,0	48,5	6,8	15,1	7,2	—	33
3	305	381	914	12173	14,0	90,6	1,841	1,118	2,0	1137	—	156	50,8	3334	59,0	59.0	11,8	11,4	4,5	—	34
2	70	102	267	1219	11,0	—	0,457	0,279	1,3	356	—	22	31,7	610	0,45	0,55	0,1	0,1	–	—	35
4	360/600	640	2040	8700	16,0	239,4	3,1	1.0	3,1	—	2700	139[25])	65	4400	38,0	74,5	7,6	20,8	—	—	36
4	360/560	600	1980	9000	14,0	178,4	1,420	1,910	2.7	1440	2500	241	45 50	4450	30,4	60,2	6,1	19,0	6,0	44,0	37
3	524[26])	630	2200	11485	14,0	259,8	2,440	1,800	4,39	1620	2760	346	45 50	5000	32,0	89,0	6,4	20,0	7,0	59,6	38
2	350	500	950	2500	12,0	58,0	—	—	1,0	1094	1905	127	—	3240	28,0	28,0	5,6	3,3	1,0	—	39
2	165	300	600	1400	12.0	14,6	–	-	0,38	760	1380	62	- -	1700	9,0	9,0	1,8	0,8	0,4	—	40

einige allgemeine Bemerkungen über den amerikanischen Lokomotivbau[28]) vorangestellt.

Infolge der fast durchweg auf Massenfabrikation zugeschnittenen Lokomotivwerkstätten der Vereinigten Staaten besteht eine ziemlich erhebliche Abweichung von den Verfahren, welche sich in Europa herausgebildet haben. Die wirtschaftlichen Bedingungen Nordamerikas sind wesentlich anders als diejenigen Deutschlands, was schon aus einem Vergleich zwischen der Entwicklung der Leistungsfähigkeit einzelner grösserer Lokomotivfabriken (s. Zusammenstellung 2) hervorgeht.

Die Riesenziffern der letzten Spalte haben ihre Ursache einmal in der ungeheuren Ausdehnung des Landes mit dem bis jetzt noch steigenden Bedarf an Maschinen, dann aber auch in den besonders günstigen Bedingungen für die Fabrikation.

Zusammenstellung 2.

in Deutschland								in Nord-Amerika			
A. Borsig, Berlin[29])				*Henschel & Sohn*, Kassel.				*Baldwin*, Philadelphia.			
i. J.	1841—45	50	Lok.		1848—60	50	Lok.		1831 - 61	1000	Lok.
bis	1846	100	„	bis	1865	100	„	bis	1869	2000	„
„	1850	300	„	„	1873	500	„	„	1872	3000	„
„	1858	1000	„	„	1879	1000	„	„	1876	4000	„
„	1867	2000	„	„	1886	2000	„	„	1880	5000	„
„	1873	3000	„	„	1890	3000	„	„	1889	10000	„
„	1883	4000	„	„	1894	4000	„	„	1896	15000	„
„	1902	5000	„	„	1899	5000	„	„	1902	20000	„
„	1905	6000	„	„	1902	6000	„	„	1905	25000	„
				„	1905	7000	„				

[28]) Von den vielen vorhandenen Quellen über den amerikanischen Lokomotivbau seien hier angeführt:
Büte und *von Borries*, Nordamerikanische Eisenbahnen. Wiesbaden, 1892.
Modern Locomotives (Railroad Gazette, New-York, 1897/98).
Fuchs, Z. d. V. d. I., 1904, S. 401 u. f.
Gutbrod, Z. d. V. d. I., 1904, S. 1321 u. f.

[29]) Vergl. auch *A. Borsig*, Festschrift zur Feier der 5000. Lokomotive, Berlin 1902, S. 40, 44 u. f.

Kaum eine zweite Lokomotivfabrik ist so günstig mit Rücksicht auf die Bezugsquellen der Rohstoffe sowie hinsichtlich der Verfrachtung der Fertigprodukte gelegen wie die *Baldwin*-Werke in Philadelphia. Die Stadt Philadelphia ist eines der grössten Industrie- und Handelszentren von Nordamerika, in welchem sich dauernd eine grosse Zahl Handwerker aufhalten, die jeder Zeit nach dem Bedarf schnell zu bekommen sind und wieder untergebracht werden können. Als z. B. am 16. Dezember 1877 für Russland 40 schwere Mogulmaschinen bestellt wurden, die im Mai 1878 zur Ablieferung gelangen sollten, war in zwei Wochen die Zahl der Arbeiter von 1100 auf 2300 erhöht, so dass bereits am 13. Februar alle 40 Maschinen vollendet waren.

Die Lieferzeit für Lokomotiven beträgt in Amerika in der Regel vier bis acht Wochen; wenn nötig, können dieselben auch in noch kürzerer Zeit (*Baldwin* in vierzehn Tagen, ja in einer Woche)[30]) geliefert werden, vorausgesetzt, dass die Bauart die gewöhnliche ist und keine neuen Modelle zu machen sind. Die Verhältnisse, unter denen solche beschleunigte Fertigstellung vor sich geht, seien hier kurz angeführt. Nach „*Büte* und *von Borries*" (S. 211) fährt ein Beamter nach Eintreffen des Auftrages sofort nach dem mit der Fabrik in Verbindung stehenden Stahlwerke und gibt die Abmessungen der Kesselplatten auf. Diese werden sogleich gewalzt und treffen am folgenden Tage schon in der Fabrik ein, woselbst unter Zuhilfenahme von Nachtarbeit die Kessel alsbald in Angriff genommen und unter Entfaltung angestrengtester Tätigkeit in kurzer Zeit vollendet werden. Alle Einzelteile der Lokomotive werden soweit als angängig am ersten Tage in Arbeit gegeben.

Ueber einen wesentlichen Unterschied in der Entwicklung der amerikanischen und der deutschen Betriebsmittel spricht sich *von Borries* in der Z. d. V. d. I. 1894, S. 69, aus. Die geringere Fähigkeit zur Einführung grundsätzlicher Neuerungen hat dem amerikanischen Eisenbahnwesen eine Einheitlichkeit der Einrichtungen bewahrt, welche man ähnlich nur noch in England wiederfindet, welche aber die allgemeine Ausnutzung der Betriebsmittel und die Verminderung der Selbstkosten sehr begünstigt. Im allgemeinen ist das auch heute noch der Fall, insbesondere innerhalb des Rahmens einer Eisenbahnverwaltung. (In ganz Nordamerika gab es aber Ende 1904 nicht weniger als 1085 Eisenbahngesellschaften!) An die Fabriken werden jedoch schon mehr und mehr Sonderwünsche gestellt, Neukonstruktionen werden probiert, so dass die Zahl der Typen wie in Europa erheblich steigt und die Herstellung nach einem allgemeinen Schema mehr und mehr unmöglich wird.

In den Vereinigten Staaten wird ohne Rücksicht auf Aeusserlichkeiten in dem Wesentlichen der Sache das Grösste mit den kleinsten Mitteln zu erreichen gesucht. Die aus den einzelnen Werkstätten kommenden Teile werden meist ohne Nacharbeit montiert bezw. bei Reparaturen ausgewechselt. — *Baldwin* hat für jeden Teil jeder Lokomotive eine Code-Bezeichnung und vermag durch ein verhältnismässig kleines Lager Zeit und Kosten von Reparaturen und die Erledigungsfrist für Nachbestellungen irgendwelcher Reserveteile usw. auf ein Mindestmass zu beschränken. (Im Durchschnitt wird im Monat soviel, wie für sechs Lokomotiven nötig ist, an Reserveteilen auf Lager gearbeitet). —

Ohne Zweifel ermöglicht die Bauart der amerikanischen Betriebsmittel eine ungleich raschere Ausführung als die europäische. Die einzelnen Teile werden so gestaltet, dass sie einerseits in möglichst einfacher Weise auf den vorhandenen, sehr vollkommenen, kräftigen, drei- bis viermal im Jahre kontrollierten Werkzeugmaschinen und Einrichtungen hergestellt werden können, andererseits die in erster Linie verlangte Dauerhaftigkeit besitzen. Auf das Aussehen, Abschlichten usw. wird weniger Wert gelegt. Viele Teile, welche bei uns sauber bearbeitet und blank gemacht werden, bleiben in Amerika roh und werden gestrichen — jedenfalls an den dem Auge nicht sichtbaren Stellen (hintere Seiten der Treib- und Kuppelstangen, Hebel usw.) Will man zuweilen den sauberen Eindruck blanker Stangen nicht missen, so benutzt man weisse Farbe statt der sonst üblichen dunklen Mischung. Das Putzen blanker Teile verursacht ständige Kosten, und das genügt in Amerika, um es zu umgehen. In Deutschland schliesst man von einer sauber gehaltenen Lokomotive sofort auf das Dienstpersonal, aber auch dieser erziehliche Einfluss fällt in Amerika fort, weil Führer und Heizer nur für den Betriebsdienst der Maschine vorhanden sind.

Der Konstrukteur in Amerika steht mit der Werkstatt in engster Verbindung und kennt die Bedürfnisse und Forderungen der Praxis, berücksichtigt stets die gegebene Herstellungsweise und vermeidet alle diesbezüglichen Unbequemlichkeiten und Schönheitsrücksichten.

In bezug auf die *Kessel* ist zu erwähnen, dass die leichteren, weil dünneren Bleche schneller zu bearbeiten und zu kümpeln, zu pressen und zu lochen sind, als die bei uns üblichen Platten. Bezüglich der *flusseisernen* Feuerbuchse und Stehbolzen sei hier nur erwähnt, dass die Verschiedenheit der Betriebsweise es erklärt, wenn dieselben in Amerika länger halten, als es bei den deutschen Versuchen trotz gleicher Materialgüte der Fall war. Die zeitliche Ausnutzung einer Lokomotive in Amerika übertrifft diejenige einer deutschen Maschine um ein Bedeutendes. Bis zu vier Personale kommen zuweilen auf eine Maschine. Das Feuer wird meist nur beim Auswaschen entfernt, d. h. acht Tage ist die Maschine ununterbrochen geheizt, wird dann in etwa sechs Stunden (*warm*) ausgewaschen und fährt dann wieder weiter. Statt in fünfundzwanzig Jahren, wie bei uns, muss sich die amerikanische Maschine in etwa zwölf bis fünfzehn Jahren einen Ersatz gefallen lassen. In den zwölf Jahren wird herausgeholt, was herauszuholen ist, und die raschere Abnutzung bezw. der Ersatz bewirken, dass der vorhandene Bestand den Anforderungen des Betriebes stets besser entspricht. Man wirft den flusseisernen Feuerbuchsen vor, sie lassen sich nicht so leicht flicken wie die kupfernen. In Amerika denkt aber niemand ans Flicken. Vollständiger Ersatz gibt stets einen besseren Wirkungsgrad.

Das Dichten der Kesselschüsse geht meist sehr einfach vor sich. Die äusseren Kesselschüsse werden oft knapp (auf Scheeren) zugeschnitten (das Hobeln der Kanten schenkt man sich vielfach), dann nach dem Biegen etwas angewärmt, und so wird gleichsam ein Aufschrumpfen, d. h. ein gutes Dichten mit wenig oder gar keinem Verstemmen erzielt. Die Innenkannten werden fast niemals verstemmt. Die Nietlöcher werden nur selten gebohrt, wie es bei uns vorgeschrieben ist, sondern meist in die noch nicht gebogenen Platten gestanzt, oft sogar mit Maschinen, welche einen selbsttätigen Vorschub entsprechend der Nietteilung besitzen. Zum Aufreiben werden desgl. meist mechanisch angetriebene Werkzeuge verwandt. Das Nieten selbst geschieht bei grösserer Hitze, so dass das Ausfüllen der Löcher und das Schliessen und Zusammenziehen ein intensiveres, und darum ein

---

[30]) Im Jahre 1889 ist eine Lokomotive in acht Arbeitstagen fertiggestellt worden. Am Sonnabend den 22. Juni erfolgte der Auftrag für eine schmalspurige vierachsige Personenlokomotive mit Tender, welche am 4. Juli fertig am unfern gelegenen Gebrauchsort abzuliefern war. Am 25. Juni ward das Kesselmaterial geliefert, am 28. Juni kam der Kessel fertig zur Montage, am 1. Juli wurde die Lokomotive unter Dampf probiert, am 2. Juli ward der Tender geliefert (vergl. hierzu Z. d. V. d. I., 1904, S. 1744, Krauss, München, 40 Tage [neuer Typ]).

sorgfältiges Verstemmen weniger notwendig ist. Nur da, wo bei der übrigens mit warmem Wasser ausgeführten Druckprobe sich Perlen zeigen, wird verstemmt; die Probe aber ist viel milder als bei uns, insofern der Prüfungsdruck nur wenig über den verlangten Betriebsdruck hinausgeht. Der Bodenring wird meist nicht bearbeitet. Auf die Wasserprobe folgt sofort die Dampfprobe, daher die Verwendung warmen Wassers.

Der an sich vielleicht nach Herstellung in der Schmiede und Bearbeitung auf den Bänken teurere, aber durchaus steife *Barrenrahmen* erleichtert den Zusammenbau in der Werkstatt sehr und ist aus den stets vorrätigen Profileisen schneller bei eiligen Bestellungen herzustellen als der in Deutschland übliche Blechrahmen, der nur nach zwei Richtungen entwickelt ist, während die dritte erst im Zusammenhang mit Querverbindungen ausgebildet erscheint. Gerade die Verbindung aller Teile ist bei den Barrenrahmen wesentlich einfacher und wird durch wenige kräftige Schrauben bewirkt. Auch besteht der Barrenrahmen selten aus einem Stück, während der Blechrahmen eben wegen seiner grossen Abmessungen ein Bestellstück ersten Ranges und in dieser Hinsicht gleichbedeutend ist mit den Kesselblechen, Radsätzen usw. Auch wird der Rahmen nicht im entferntesten so sauber und genau bearbeitet wie bei uns. Oft kann man unreine Stellen darin und Stärkenunterschiede von mehreren Millimetern finden.

Die Herstellung der Lokomotiv - Achslager, Kolben usw. aus Gusseisen ist billiger und schneller möglich als die in Deutschland üblichen aus Stahlformguss. Aehnliches gilt von den gusseisernen, nicht gedrehten Laufrädern der Lokomotiven und Tender; allerdings ist das Gusseisen so vorzüglich, dass es gestattet, viele Teile daraus zu machen, welche bei uns aus Stahl oder Schmiedeeisen vorgeschrieben sind. Auch das in Deutschland bestehende Verbot der flanschlosen Räder sei an dieser Stelle erwähnt, das in Amerika nicht vorhanden ist. Schieberspiegel und Schieber werden nicht allzu sauber bearbeitet, das wird nach längerem Gebrauch im Betrieb selbst mit weniger Mühe besorgt; dort arbeitet sich alles genügend ein. So wird Zeit und scheinbar auch Geld gespart. Selten erhalten die Kuppelstangenköpfe nachstellbare Lager.

Das Abdrehen der *Achsen* erfolgt nur da, wo es nötig ist, der übrige Teil erhält einen Farbenüberzug. Die mit Lackanstrich zu versehenden Teile: Führerstände, Räder, Radschalen, Bekleidungen usw. werden der Montierwerkstatt fertig lackiert zugeführt, so dass nur wenig Malerarbeit verbleibt. Nasses Schleifen wird nur selten angewendet. Das Absetzen von Linien oder Streifen kennt man nicht; nur die Firma der Bahn und die Nummer werden in grossen Buchstaben aufgebracht. Eine eigentliche Lackierwerkstatt ist daher, überflüssig, die Maschine wird meist in der Montage während der Arbeit gestrichen. Oft wird der Kessel überhaupt nicht lackiert, sondern mit einem „Hochglanzblech" umkleidet.

Endlich sei noch erwähnt, dass in Amerika noch mehr fertige Lokomotivteile von Spezialfabriken bezogen werden als bei uns, z. B. alle Armaturteile, Ventile, Hähne u. dgl., Sicherheitsventile, Glocken, Federn, Sandkästen, die vollständigen Bremsen usw.

Nebenteile werden nach unseren Begriffen oft sehr primitiv ausgeführt. So sind die Konsole zum Tragen der Laufbretter einfache rohe Flacheisen, die mit einer, nur bei besserer Ausführung mit zwei Schrauben am Kessel befestigt werden; auf die Flacheisen werden dann mit Winkeleisen garnierte Holzbretter von $1^1/_2$" Stärke geschraubt.

Rechnet man alle diese scheinbaren Kleinigkeiten zumal in ihrer häufigen Wiederholung bei einer einzigen Maschine zusammen, so ergibt sich eine ansehnliche Ersparnis an Zeit für die Herstellung und an Ausgaben für Material, Lohn und Kosten aller Art.

Nach *von Borries* zeichnen sich die amerikanischen Lokomotiven im allgemeinen durch verhältnismässig grosse Leistungsfähigkeit und billige Herstellung aus, stehen aber in der Konstruktion mancher Einzelheiten sowie im Dampf- und Kohlenverbrauch hinter den europäischen zurück. — Also sind sie betriebsteurer. — Letztere sind in der Regel bezogen auf den Quadratmeter Heizfläche leichter als erstere, d. h. die europäischen Maschinen sind günstiger in bezug auf den Oberbau und ergeben einen kleineren Widerstand.

(Fortsetzung folgt.)

Der heutige Stand der Motorfahrräder.

Wie der Motorwagen, so bildet auch das Motorzweirad zur Zeit einen wertvollen Bestandteil unseres heutigen Verkehrswesens. Die überaus rasche und günstige Aufnahme, die dieses Kraftfahrzeug in allen Kreisen fand, gibt den Beweis dafür, dass es als praktisch und gebrauchsfähig erkannt worden ist. Dass trotzdem die Konstrukteure nicht ruhen und immer noch auf Verbesserungen sinnen, davon zeugen die Aenderungen, die seit unserem letzten Bericht (1903, Bd. **318**, S. 596) zu verzeichnen sind und die im nachstehenden besprochen werden sollen.

Der Rahmen ist bedeutend länger und niedriger als im Vorjahr gehalten. Hierdurch ist erstens das Auf- und Absteigen erleichtert und zweitens ein grösserer Abstand zwischen den beiden Rädern entstanden, so dass der Motor verhältnismässig mehr nach vorn gerückt werden konnte, was eine bessere Kühlung desselben und gleichmässigere Belastung des Fahrzeuges im Gefolge hatte. Die Rahmenteile sowie die Vorderradgabel sind verstärkt. Dieses wird entweder durch einfache Materialverstärkung oder, wie Fig. 1 zeigt, dadurch erreicht, dass die Gabelscheiden über den Gabelkopf hinaus bis zum Lenkstangenschaft führen und dort befestigt sind. Versteifung der Vorderradgabel bezwecken ferner zwei gekrümmte Streben, die einerseits an der Achse, anderseits am Lenkstangenschaft befestigt sind (Fig. 2), oder Verstrebungen mit Mittelstütze nach Fig. 3.

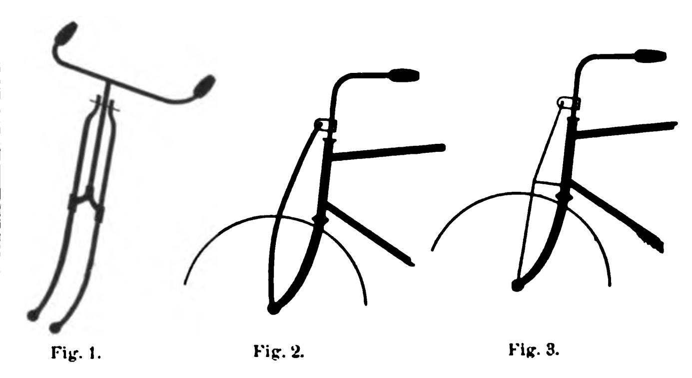
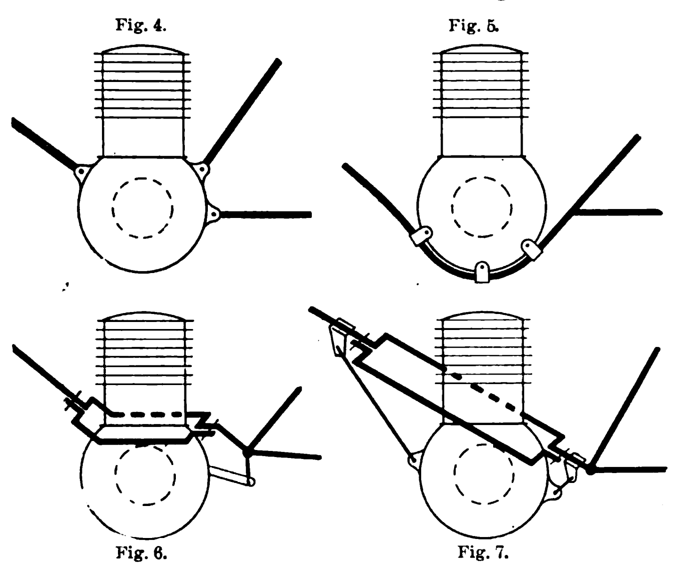


Fig. 1. Fig. 2. Fig. 3.

Die Aufhängung des Motors im Rahmen geschieht entweder am Tretkurbelgehäuse, wobei er das untere Schlusstück am Rahmen bildet (Fig. 4), oder der Rahmen wird nach Fig. 5 als geschlossenes System ausgebildet, bei dem der Motor in einer Ausbuchtung befestigt ist.

Bei anderen Systemen wird das vom Gabelkopf nach dem Tretkurbellager führende Rahmenrohr als Schleife ausgebildet, in die der Motor eingehängt wird (Fig. 6—7).

Aus vorstehendem geht hervor, dass man es nicht mehr mit einem gewöhnlichen Fahrradrahmen zu tun hat, in welchem einfach der Motor aufgehängt ist, sondern



dass ein Kraftfahrzeug für starke Beanspruchungen geschaffen ist. Der langgestreckte Bau bietet auch noch die Vorzüge sicherer Lenkung und stossfreieren Fahrens, sowie Raum für einen grösseren Benzinbehälter. Ferner ist Gleiten des Riemens durch die Verlegung des Motors nach vorn fast ausgeschlossen, denn ersterer umfasst nun einen viel grösseren Kreisteil der Motorriemenscheibe. Der freie Raum, der zwischen dem Sattelstützrohr und der Hinterradgabel verblieben ist, wird z. B. von *Seidel & Naumann* zur Unterbringung eines Reserveakkumulators ausgenutzt, während andere Firmen den Oelbehälter und die Werkzeugtasche dorthin verlegt haben.

Als Triebkraft kommen neben dem immer noch vorherrschenden Einzylindermotor solche mit bis zu vier Zylinder in Anwendung. Letztere haben den Vorteil einer besseren Massenausgleichung, daher grössere Betriebssicherheit neben gleichmässigerem weichen Antrieb; auch wird das Antreten des Fahrzeuges dadurch erleichtert, dass die Kompression nacheinander und nicht, wie beim Einzylindermotor, auf einmal überwunden werden muss. Ein wunder Punkt ist die Kühlung. Da die Zylinder hintereinander angeordnet sind, so kann nur der vordere von der Luft bestrichen werden, die anderen werden dagegen nicht nur nicht gekühlt, sondern sie geben sogar noch ihre Hitze gegenseitig aneinander ab. Die Kolben sind also stets der Gefahr ausgesetzt, festzubrennen. Selbst wenn die Schmierung ausreichen sollte, wird doch dadurch, dass das angesaugte Gemisch sofort stark erhitzt wird, die Leistung sinken. Einige Fabriken bringen daher seitlich einen kleinen Ventilator an, der aber seinen Zweck schwerlich erfüllen wird. Besser ist schon die Anordnung der *Progress Motoren- und Apparatenbau, G. m. b. H.* in Charlottenburg, welche auf der letzten Berliner Automobilausstellung ein Fahrzeug mit zwei nebeneinander angeordneten Zylindern zeigte, die beide von der Luft bestrichen werden können.

Zur Kraftübertragung ist der runde Riemen bezw. die Riemenschnur ganz verschwunden, selbst der flache Riemen wird seltener. An seine Stelle tritt jetzt der dreieckige oder keilförmige Riemen, der einen viel grösseren Querschnitt als der flache besitzt, daher sich weniger streckt und Gleiten so gut wie ausschliesst.

Bevor auf die Besprechung der Einzelteile eingegangen wird, lassen wir aus der grossen Zahl der Motorzweiräder einige Typen folgen, an denen die allgemeine Anordnung gezeigt werden soll.

I. Personenfahrräder.

a) Einzylindrige Fahrzeuge.

Die *Neckarsulmer Fahrradwerke A.-G.* in Neckarsulm haben im grossen ganzen die bisher übliche Form des Rahmens beibehalten, nur ist letzterer länger (760 mm) und niedriger (500 mm) gehalten. Die Räder haben den jetzt allgemein üblichen Durchmesser von 24" (610 mm). Die Lenkstange ist länger gehalten, wodurch die das Vorderrad treffenden Stösse gemildert werden.

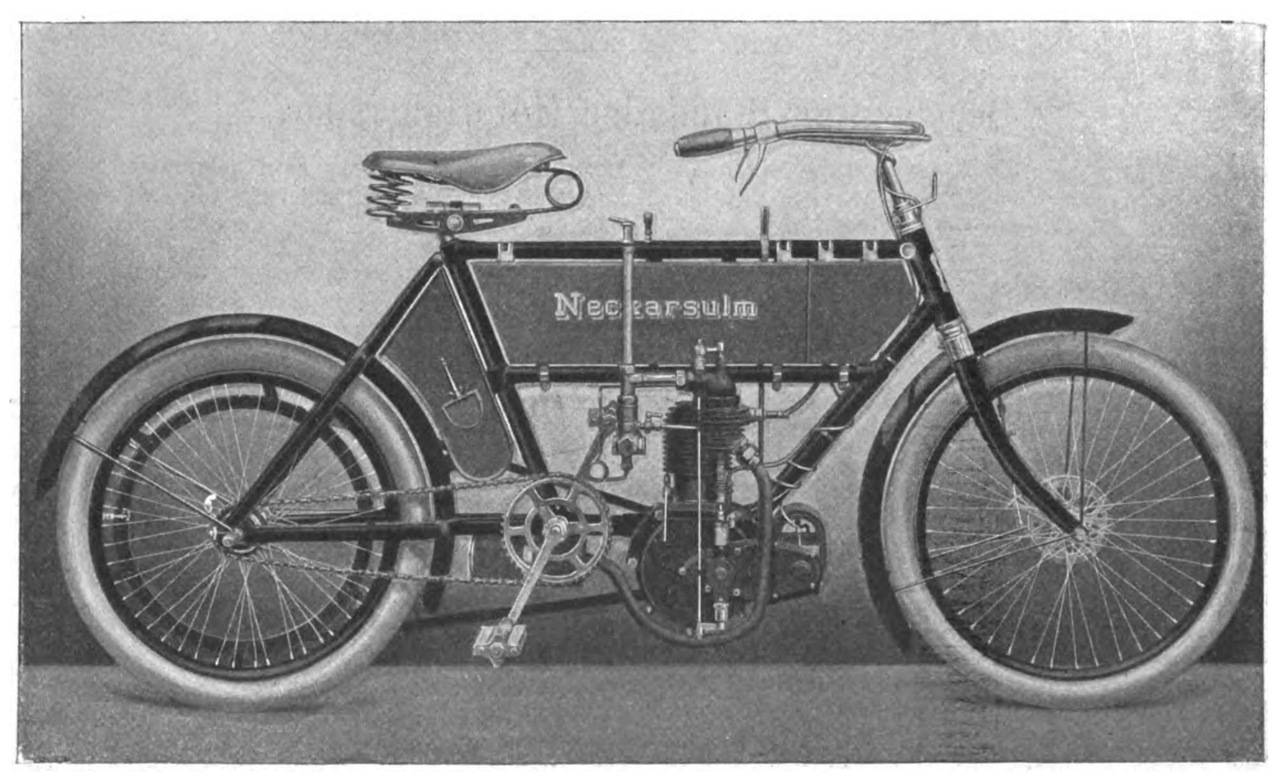


Fig. 8. Luftgekühltes Motorzweirad der Neckarsulmer Fahrradwerke A.-G.

Fig. 8 zeigt ein solches Fahrzeug. Der $2^1/_2$ PS-Motor ist mit gesteuerten übereinander liegenden Ventilen, Drosselhahn und der jetzt allgemein beliebten magnet-elektrischen Zündung (D. p. J. 1903, Bd. **318,** S. 634) versehen. Der Magnetapparat sitzt vorn am Motor und wird von diesem mittels Zahnräder, wie später gezeigt wird, angetrieben. Die Induktionsspule ist im Benzinbehälter untergebracht. Der Vergaser, der hier sowie bei den meisten der folgenden Fahrzeuge in Anwendung kommt, ist im grossen ganzen derselbe, welcher schon in D. p. J. 1903, Bd. **318,** S. 598 Fig. 28 und S. 600 Fig. 38 besprochen ist.

Zwischen diesem und der Rohrleitung des Ansaugeventils ist der Drosselhahn eingeschaltet. Derselbe ist von grosser Wichtigkeit, da er zur Sparsamkeit des Betriebsmaterials beiträgt. Ist weniger Kraft nötig, als der Motor bei seiner Maximalleistung entwickelt, so wäre es ganz verkehrt, die volle Gaszufuhr eingestellt zu lassen und die Geschwindigkeit durch Nachzündung zu vermindern. Im Gegenteil, es muss die höchste Vorzündung unter teilweisem Abdrosseln des Benzingemisches eingestellt werden, wodurch nicht nur Benzin gespart, sondern nebenbei ein weicheres Fahren erzielt wird. Durch diese Anordnung ist es ermöglicht, die Geschwindigkeit während der Fahrt bis zum Fussgängertempo zu vermindern.

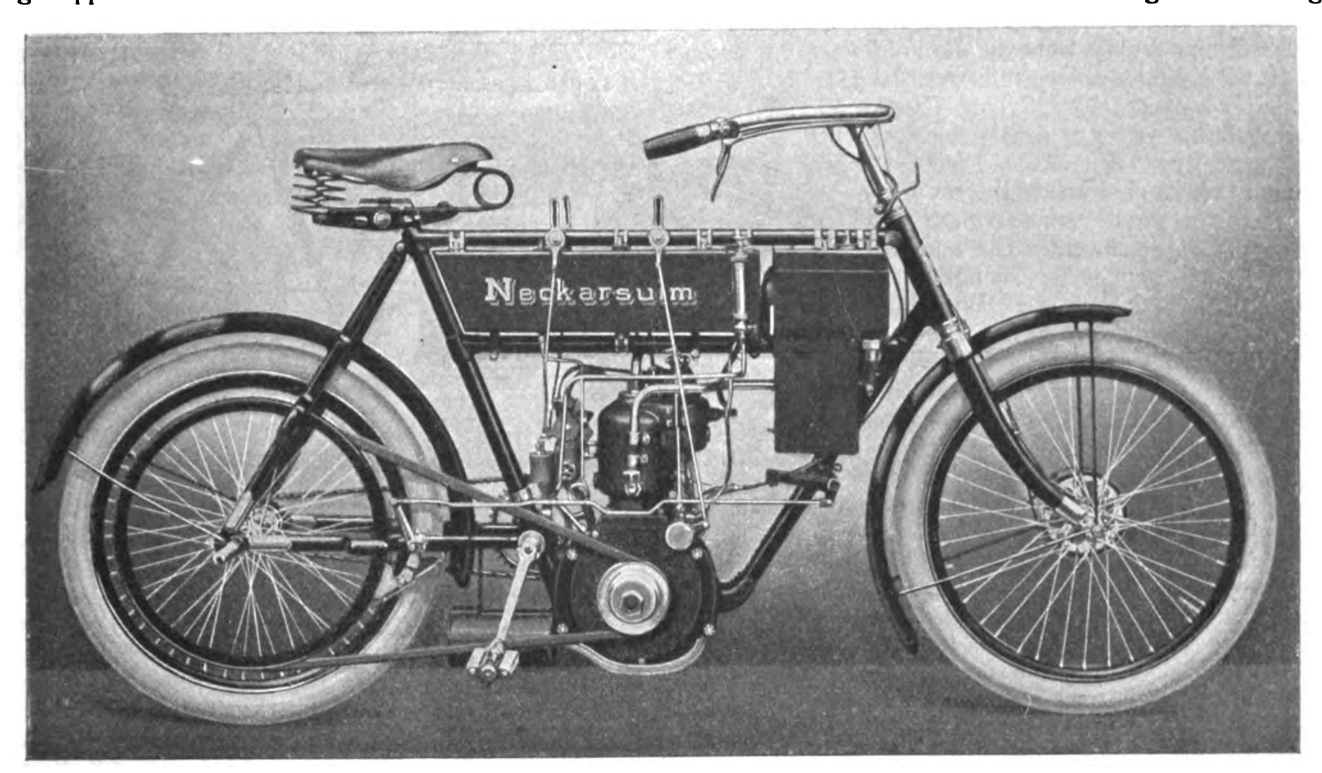


Fig. 9. Wassergekühltes Motorzweirad der Neckarsulmer Fahrradwerke A.-G.

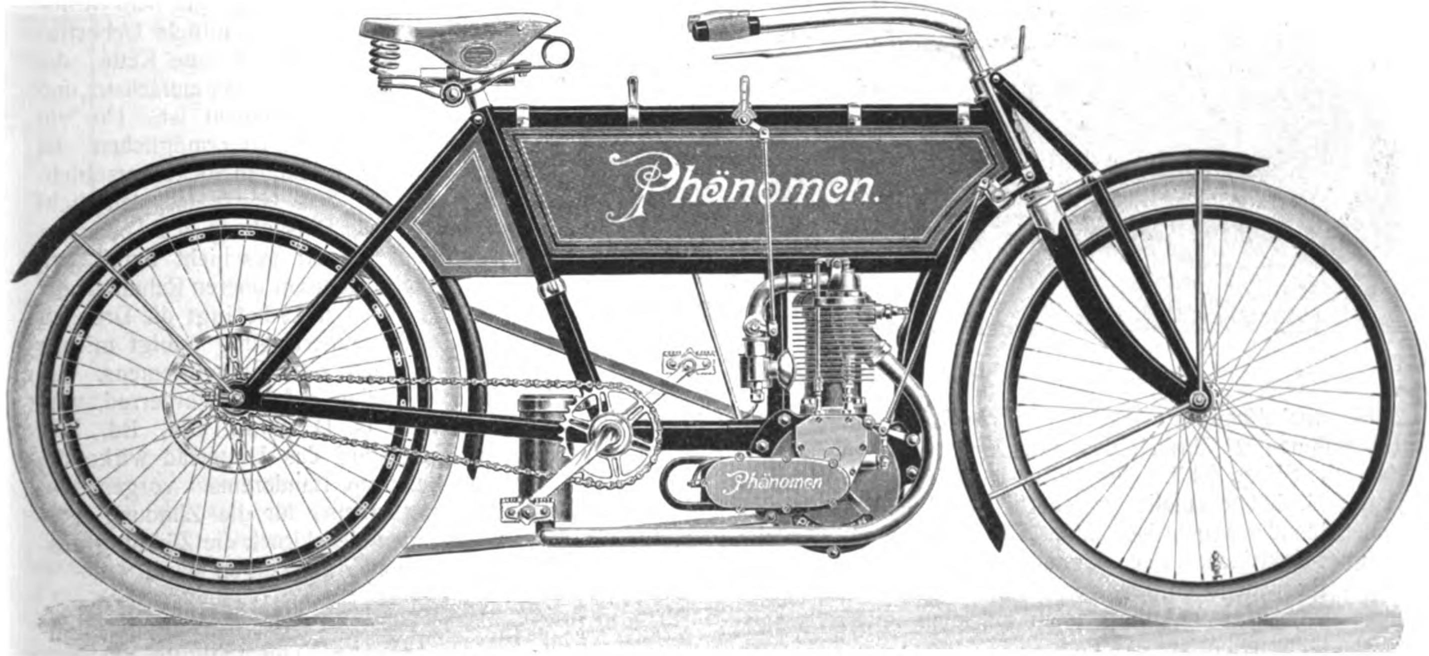


Fig. 10. Motorzweirad der Phänomen-Fahrradwerke, Gustav Hiller.

Für häufige Benutzung in sehr gebirgigen Gegenden und steilen Bergstrassen ist das *N. S. U.*-Motorzweirad Fig. 9 gebaut. Dasselbe besitzt einen wassergekühlten 4 PS.-Motor, durch den man imstande ist, lang anhaltende Steigungen zu befahren, ohne Ueberhitzung befürchten zu müssen. Die Wasserkühlung befindet sich

im vorderen Teil des Rahmens und ist mit Bienenkorbkühler und Saugventilatoren eingerichtet, wodurch auch bei angestrengtem Gebrauch das Wasser nicht zu heiss wird. Der Antrieb der Saugventilatoren geschieht von der linken Seite der Motorachse aus. Dieses Modell hat wie das vorbesprochene gesteuerte Ventile, Spritzvergaser mit Drosseleinrichtung während der Fahrt und ist mit kräftigen Bremsen ausgerüstet.

Die *Phänomen-Fahrradwerke Gustav Hiller* in Zittau verlegen den Motor noch mehr nach vorn (Fig. 10). Hierzu ist das vom Gabelkopf abwärts führende Rahmenrohr nicht gerade, sondern nach dem Vorderrand zu geschweift. Um nun dem Rahmen noch genügende Steifigkeit zu verleihen, ist er etwa in der Mitte abgestützt. Zwischen dieser Stütze und dem vom Gabelkopf kommenden Rahmenrohr findet der 3- oder $3^1/_2$ P.S.-Motor eine gute Lagerung. Die Kraftübertragung erfolgt mittels Keilriemens. Für die Bedienung ist am oberen Rahmenrohr je ein Hebel für die Gas- und Luftregulierung und die Zündung vorgesehen, welche durch federnde Klinken in gezahnten Segmenten in ihrer jeweiligen Lage festgehalten werden. Das Anheben des Ventils zur Aufhebung der Kompression beim Anfahren geschieht durch den Bremshebel. Diese Einrichtung ermöglicht, mit dem Bremsen des Fahrzeuges gleichzeitig die Kompression aufzuheben und den Motor stillzustellen. Der Benzinbehälter fasst 9 Liter, die für eine Wegstrecke von etwa 300 km ausreichen. Das Gewicht des Fahrzeuges beträgt 65 kg.

Fig. 11 zeigt ein Motorzweirad der *Corona-Fahrradwerke und Metallindustrie, A.-G.*, in Brandenburg a. H. Der Rahmen ist ähnlich dem vorhergehenden gebaut, nur dass die Stütze fehlt. Der Motor *„Zedel“* von $2^1/_4$, 3 und $3^1/_2$ P.S. hat ebenfalls gesteuerte Ventile, die aber hier nebeneinander angeordnet sind. Die Zündung ist ebenfalls magnet-elektrisch. Der Magnetapparat ist nicht, wie bei den vorbesprochenen, unten am Motor angebracht, sondern über demselben und stützt sich auf dem unteren wagerechten Rahmenrohr. Ausserdem ragt er in eine Aussparung des Benzinbehälters hinein, wo er von einer Tür verschlossen wird. Der Antrieb des Ankers erfolgt durch Kegelräder vom Motor aus. Der Benzinbehälter fasst etwa 7 und der in demselben untergebrachte Oelbehälter 1—2 Liter. Die Gasabdrosselung erfolgt direkt am Vergaser.

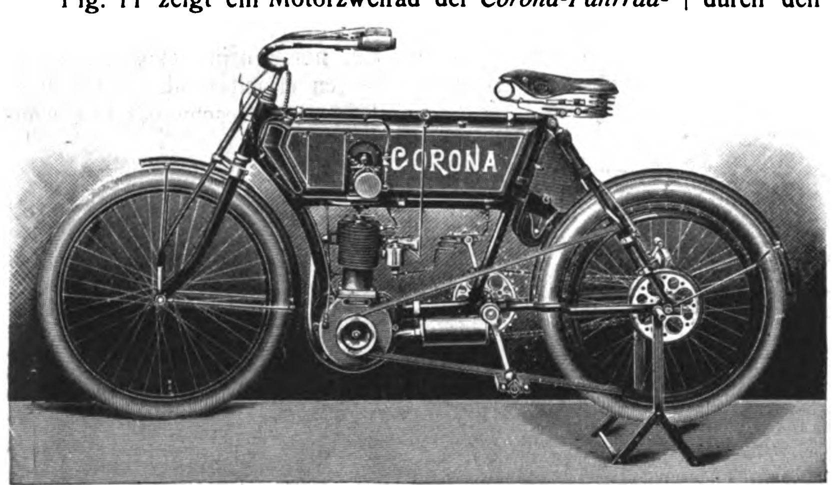


Fig. 11. Motorzweirad der Corona-Fahrradwerke.

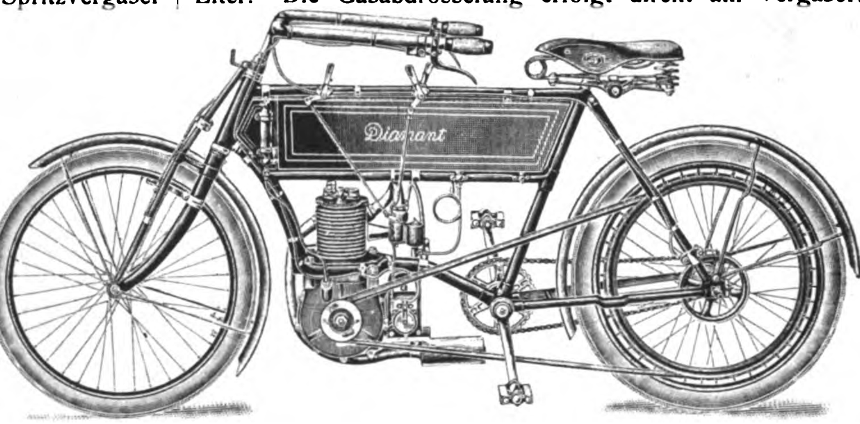


Fig. 12. Motorzweirad der Diamant-Fahrradwerke, Gebr. Nevoigt.

Um gute Verstärkung des Rahmens neben sicherer Lagerung des Motors zu erzielen, stellen die *Diamant-Fahrradwerke Gebr. Nevoigt* in Reichenbrand-Chemnitz denselben so her, dass er ein geschlossenes Ganzes bildet. Wie Fig. 12 zeigt, wird der Motor von einer möglichst weit nach vorn verlegten Schleife nach Fig. 6 aufgenommen, was eine gute Lagerung neben stossfreierem Gang bedingt. Der Motor entwickelt 3 $P.S._e$ und ist mit gesteuerten Ventilen versehen. Das Auspuffventil wird mittels *Bowden*draht (s. D. p. J. 1903, Bd. **318**, S. 670) durch den an der rechten Seite der Lenkstange befindlichen Hebel gelüftet. Auch hier ist die Zündung magnet-elektrisch. Um den Apparat nach Möglichkeit gegen Verschmutzen usw. zu schützen, ist er hinter dem Motorgehäuse angebracht. Die Verbindung mit dem Motor geschieht nicht wie bisher mittels Uebertragungsräder, sondern durch eine Kette, die den Vorzug hat, dass sie das einfachste und billigste Uebertragungselement ist. Um ein Nachspannen der Kette zu ermöglichen, ist der Magnetapparat auf seinem Sockel verschiebbar angeordnet. Das Ganze ist staubdicht eingekapselt. Die Einstellung des Apparates auf den Zündzeitpunkt geschieht durch den hinteren linken Hebel am oberen Rahmenrohr. Der vordere Hebel links betätigt die Drosselklappe. Die Kraftübertragung erfolgt mittels keilförmigen Leder- oder Gummiriemens. Als Bremsen sind eine auf das Vorderrad wirkende *Bowden*felgenbremse (s. D. p. J. 1904, Bd. **319**, S. 46, Fig. 181) und eine auf das Hinterrad wirkende, durch *Bowden*system betätigte Bandbremse vorgesehen. Letztere ist mit dem Unterbrecher für die Zündung verbunden, so dass durch *einen* Hebeldruck die Zündung ausgeschaltet und die Bandbremse angezogen wird.

(Fortsetzung folgt.)

Vielfach-Motorschaltung für elektrische Bahnen.

Von **Otto F. Schoepflich**, Chicago.

Das Type „M“ Control System der General Electric Co.

Der stets wachsende Betrieb der amerikanischen Strassen- und Hochbahnen hat immer stärkere Motoren für die Wagen erfordert und die alten Kontroller haben der starken Beanspruchung durch Strom nicht mehr ge-

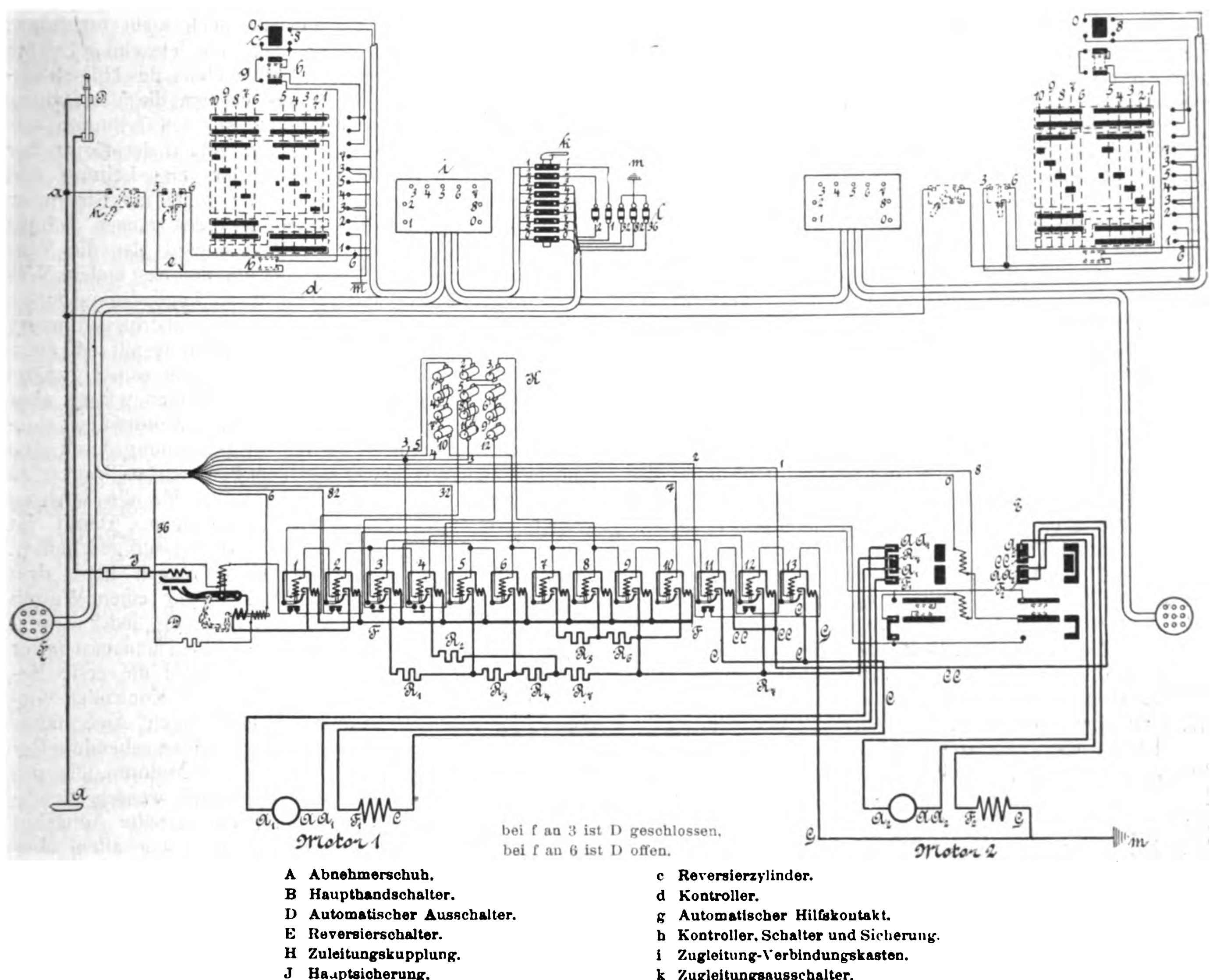


nügt. Die Unterbrechung der Lichtbögen beim Uebergang von einer Schaltstufe zur nächsten verursachte immer grössere Schwierigkeiten, häufige Auswechslung der Fingerkontakte und sonstige Reparaturen am Kontroller verringerten die Betriebsfähigkeit und erhöhten die laufenden Kosten der Bahnen. Dazu kam dann die Einführung des elektrischen Betriebes bei Vollbahnen und weit ausgedehnten Vorortbahnen, der Uebergang vom Dampfbetrieb zum elektrischen Betrieb bei Hochbahnen, wie in New-York, Chicago und Boston, wobei zwei Motoren zum Ziehen eines Zuges von fünf bis sechs Wagen wegen des ungenügenden Adhäsionsgewichts und des beschränkten Raumes zur Unterbringung grosser Motoren Bedingungen schafften, die zu einer befriedigenden Lösung drängten.

Schon im Anfang der neunziger Jahre war *Sprague* daran, eine einheitliche Schaltvorrichtung zu konstruieren, die es ermöglichen sollte, einen Zug von einem Punkt aus zu regulieren, und zwar bei einer beliebigen Verteilung der Motoren im Zug. Es wurden bei der *Boston Elevated R.* umfangreiche Versuche angestellt, bis zuletzt als erste Bahn die *Chicager South Side Rapid Transit Hochbahn* das *Sprague*sche Multiple Unit. System annahm. Seit dieser Zeit, dem Jahre 1899, sind die *Sprague*schen Patente in die Hände der *General Electric Co.* übergegangen. In dem System sind inzwischen alle unnötigen Komplikationen beseitigt und ist es nicht mehr nötig, auf jene erste Ausführung des Multiple Unit System, die auch die einzige ihrer Art geblieben ist, näher einzugehen.

Es soll die Aufgabe des folgenden sein, das Type „M“ Control System in der Ausführung zu erklären, wie es jetzt bei den wichtigsten Betrieben in Anwendung ist.

Das Hauptprinzip ist eine Teilung des Stromes in zwei völlig getrennte Kreise, die nur insofern voneinander abhängen, als der Motorstromkreis von dem Schaltstromkreis bedient wird. Verfolgen wir nachstehendes Schema, so sehen wir, dass der Strom nach Verlassen der Abnehmerschuhe *A* durch den Hauptausschalter *B*, von da zur Sicherung *J* und durch den selbsttätigen Ausschalter *D* geht. Nach Passieren einer Reihe von Relais, deren Wirkungsweise später noch erörtert werden soll, tritt er in den Reversierschalter *E* ein, um von da in der gewünschten Richtung nach den Motoren und deren Magnetspulen zu gehen.



A Abnehmerschuh.
B Haupthandschalter.
D Automatischer Ausschalter.
E Reversierschalter.
H Zuleitungskupplung.
J Hauptsicherung.
K Widerstände für Schaltstromkreise.
$b\ b_1$ Bläserspulen.
c Reversierzylinder.
d Kontroller.
g Automatischer Hilfskontakt.
h Kontroller, Schalter und Sicherung.
i Zugleitung-Verbindungskasten.
k Zugleitungsausschalter.
l Sicherungen.
m Erde.

Die Anordnung des Schaltstromes bedingt den Stromverlauf für den Haupt- oder Motorstrom. Er zweigt vor dem Hauptausschalter *B* bei *a* von dem Hauptkreis ab, geht über zwei Spulen $b\ b_1$ und von hier durch die ersten Kontaktfinger nach dem Reversierzylinder *c* im Kontroller *d*. Vor Eintritt in den Kontroller findet bei *e* eine Abzweigung zur Betätigung des selbsttätigen Ausschalters *D* statt. Der letztere ist gewöhnlich unter dem Wagen angebracht und wird vom Fahrer mit einem kleinen Doppelschalter *f* bedient. Vor Antritt der Fahrt wird der Schalter in die Stellung gebracht, die dem Strom einen Weg durch den Schliessungssolenoid gewährt, wodurch der Hauptstrom durch den Ausschalter *D* geschlossen wird. Sollte wäh-

rend der Fahrt der Haupthandschalter *B* durch irgend einen Unfall nicht wirkungsfähig sein, so kann der Hilfsstromkreis für den selbsttätigen Ausschalter benutzt werden, indem der Doppelschalter *f* die Wirkung des ersten Solenoides aufhebt und einen zweiten Solenoid erregt, der dieselbe Wirkung hat wie ein Kurzschluss im Hauptstrom. Die beiden Hilfsstromkreise enden in der negativen Leitung und fallen daher für die folgende Betrachtung weg.

Wir gehen wieder zurück zum Reversierzylinder *c* des Kontrollers und verfolgen den Stromkreis auf seiner weiteren Bahn. Die Leitung geht bei der Schaltung auf „Vorwärts" unmittelbar zu dem entsprechenden Solenoid des Reversierschalters, der dadurch in die gewünschte Stellung gebracht wird, und tritt von da in die Reihe der Relais ein. Beim Eintreten in Relais *1* öffnet er den Hilfskontakt für den Stromkreis zur Betätigung des selbsttätigen Ausschalters und überlässt dessen Klinke die Aufrechterhaltung des geschlossenen Hauptstromes, erregt das Solenoid des Relais *1*, geht durch die Solenoide von Relais *2* und *3*, von da durch Relais *11* über den Hilfskontakt bei *12* zurück zu den geerdeten Kontaktstücken des Kontrollers.

Wir haben nun folgendes erreicht· Der Hauptstrom geht durch den selbsttätigen Ausschalter *D* und die parallel geschalteten Relais *1* und *2* auf die gemeinsame Sammelschiene *F* für Relais *1* bis *10*. Da in dieser Reihe nur Relai *3* gehoben ist, so wird der Strom den Widerstand R_1 bis R_7 überwinden, in den Reversierschalter *E* und von da der Reihe nach durch Anker und Feld des ersten und zweiten Motors gehen. Aus der Figur ist ersichtlich, dass das Reversieren der Motoren durch das Reversieren der Ankerströme geschieht; die Wirkung des Reversierschalters bedarf keiner weiteren Erläuterung.

Bei Punkt *2* des Kontrollers tritt Relais *5* in Tätigkeit und schliesst Widerstand R_1 kurz, bei *3* Relai *6* und schliest R_3 kurz, der *4*. Punkt erregt Relais *7* und schaltet damit die Widerstände R_5 und R_6 parallel zu R_4 und R_7 und endlich im letzten Punkt der Serienschaltung der Motoren öffnen die gehobenen Finger der Relais *8*, *9* und *10* dem Strom die Bahn in die Motoren, ohne ihm Widerstand vorzuschalten.

Beim Uebergang zur Parallelschaltung der Motoren kommt ein Interval, wobei die Kontakte des Hauptstroms bei sämtlichen Relais aufgehoben werden, die Motoren also augenblicklich keine Spannung zugeführt bekommen. Erst bei Punkt *6* am Kontroller wird die neue Schaltung ausgeführt und die Aufeinanderfolge der verschiedenen Vorgänge ist wie folgt: Der Stromkreis durch Reversierschalter, Relais *1* und *2* ist derselbe wie bei der Serienschaltung der Motoren. Relais *3* und *11* sind ausgeschaltet, da mit dem Ende der Hilfsleitung das geerdete Kontaktstück am Kontroller nicht mehr getroffen wird und kein Strom mehr zustande kommen kann. Dafür geht der Strom jetzt durch die Relais *4*, *12* und *13*, durch den Hilfskontakt bei *11* zurück zu einem anderen geerdeten Stück des Kontrollers. Der Erfolg ist: Der Hauptstrom geht durch die parallelen Relais *1* und *2* zu *4*, durch R_2 und R_7 bis Relai *12*. Hier teilt er sich, geht durch *12* nach dem Reversierschalter zu Motor 2, sein Feld, und zur Erde und anderseits zur Motor 1-Seite des Reversierschalters zum Motor 1, Feld *1*, Relay *13* zur Erde. Damit sind die beiden Motoren parallel geschaltet. Die Ausschaltung des Widerstandes geschieht bei den Punkten *7*, *8*, *9* und *10* des Kontrollers in ähnlicher Weise und es mag die Wirkungsweise genügend erklärt sein.

Die Vorteile des Type „*M*"-Systems liegen klar zutage. Berührung Starkstrom führender Teile ist ausgeschlossen. Die Bedienung erfolgt durch selbsttätige Vorrichtungen, die, geöffnet und geschlossen, die Gefahr des Funkens allenthalben durch Anwendung von Bläserspulen auf ein Minimum reduzieren. Sollte ein Teil wirklich Schaden nehmen, so ist die Gefahr auf einen Punkt beschränkt, da die verschiedenen Relais in beträchtlichen Entfernungen voneinander angebracht sind und einem umgreifenden Feuer mit Leichtigkeit vorgebeugt werden kann. Die Schwierigkeit, starke Ströme mit Sicherheit zu schalten, ist also hier überwunden. Der Fahrer kann den Zug bedienen, ohne mit einem Apparat in Berührung zu kommen, der mit hoher Stromstärke belastet ist. Hiermit also ist mit dem alten Uebel der landläufigen Kontroller aufgeräumt, eine gute Isolierung des Motorstromes ermöglicht und jeglicher Feuergefahr durchaus vorgebeugt.

Doch damit sind die Vorteile noch nicht erschöpft. Das Schaltungsschema zeigt, dass die einzelnen Drähte vom Kontroller aus, also die Bestandteile des Hilfsstromkreises, zu Punkten führen, an welchen die Verbindung mit der Zugleitung vorgenommen ist. Diese Punkte stehen nacheinander unter Spannung, sobald der Kontroller eingeschaltet ist und vermögen daher, eine Leitung von Drähten, die durch den ganzen Zug geht, mit Strom zu beschicken. Bei gleicher Anordnung des ganzen Schaltapparates unter irgend einem Wagen wird also die Wirkung der Relais gleichbedeutend mit der des ersten Wagens sein, und wir sind daher in der Lage, irgend einen Motorwagen, der seine individuelle Hauptstromzuführung hat und durch die durchgehende Zugleitung mit den neun Fingern des Kontrollers verbunden ist, mit seiner ganzen Motorausrüstung wirken zu lassen. Sollten wir es aber für erwünscht halten, einen bestimmten Motorwagen ausgeschaltet zu lassen, so ist nur die Hilfsleitung durch den gemeinsamen Ausschalter *k* in dem betreffenden Wagen zu unterbrechen, wobei die Bedingungen für die übrigen Wagen des Zuges genau dieselben bleiben. Damit ist eine grosse Veränderlichkeit von Verhältnissen geschaffen. Nehmen wir an, ein Zug von sechs Wagen habe drei Motorwagen. Durch den ganzen Zug, von einem Wagen zum andern, geht das Kabel der Zugleitung, jeder Motorwagen hat dieselbe Ausrüstung. Sind die Handausschalter in jedem Wagen eingeschaltet, dann wird die erste Bewegung des Fahrers, die er an seinem Kontroller vornimmt, gleichzeitig sämtliche selbsttätigen Ausschalter schliessen und gleichzeitig sämtliche entsprechenden Relais unter jedem Wagen betätigen; die Motoren, die natürlich am besten von derselben Type sind, werden gleichzeitig anlaufen und finden durch die verteilte Adhäsion die besten Bedingungen für ein ruhiges, vor allem aber wirtschaftliches Anfahren. Der Zug wird sofort von der Stelle gehen, die Motoren werden rascher die nötige gegenelektromotorische Kraft erlangen, die Schwankungen der Stromstärke werden beseitigt und das ganze System bleibt geschont.

Sollte es nun vorkommen, dass einer der Motorwagen, sagen wir der erste, Schaden genommen hat und ausser Betrieb gesetzt werden muss, so schalten wir die Hilfsleitung für diesen Wagen ab und bedienen vom selben Kontroller aus den oder die übrigen Wagen. Im Falle einer Betriebsstörung kann also immer zum mindesten ein Wagen einspringen und die Gesamtleistung, wenn auch bei verringerter Geschwindigkeit, übernehmen. Bei der *Manhattan Elevated R. R.*, New-York, sind sechs Wagenzüge stets mit drei Motorwagen ausgerüstet, bei der *Northwestern Elevated*, Chicago, wird der erste und der letzte Wagen ein Motorwagen sein. Es mag noch erwähnt werden, dass neben den übrigen Vorteilen einer Verteilung des Adhäsionsgewichtes über den ganzen Zug, bei kurvenreichen Bahnen, wie die oben genannte *Northwestern Elevated R. R.*, die Wirkungen der Zentrifugalkraft erheblich verringert werden und eine absolute Sicherheit gegen Herausschleudern gewährleistet ist.

Die grösste Stromstärke im Hilfsstromkreis ist durch eingeschaltete Widerstände auf 2,5 Amp. festgelegt, was ein sehr geringer Prozentsatz der Motorstromstärke ist. Bedenkt man noch, dass die Bedienung des Kontrollers nur einen ganz geringen Kraftaufwand erfordert, so dass die Aufmerksamkeit des Fahrers sich vor allem auch auf die Bremsvorrichtungen erstrecken kann, so wird dieser Stromverbrauch nicht in Rechnung gezogen werden müssen.

Das Schaltungsschema zeigt bei der oberen Bläserspule b_1 des Kontrollers zwei Hilfskontakte *g*, die durch eine mechanische Vorrichtung im Handgriff des Kontrollers betätigt werden und zwar so, dass durch Herunterdrücken eines Knopfes der Kontrollerstromkreis geschlossen wird. Der Fahrer muss also stets seine Hand auf dem Handgriff haben, er ist zu scharfer Aufmerksamkeit gezwungen, da beim Wegnehmen seiner Hand der Hilfskontakt selbsttätig geöffnet wird und der Zug zum Stehen kommt. Ist der Hilfskontakt auf diese Weise einmal geöffnet, so kann er nicht auf einem beliebigen Punkt des Kontrollers wieder geschlossen werden, sondern der Fahrer muss zurück zu seinem Ausgangspunkt gehen und es ist somit vermieden, dass die Motoren nach Verlust ihrer gegenelektromotorischen Kraft sofort wieder volle Spannung bekommen. In vielen Fällen ist sogar die Anordnung getroffen, dass die Entfernung der Hand von der Schaltkurbel die Luftbremse betätigt und so ausser der Unterbrechung der Kraftzufuhr eine sofortige, starke Bremsung des ganzen Zuges erfolgt. Diese Einrichtung ist eine Garantie für die Fahrgäste, dass der Fahrer stets an seinem Platze ist und seiner Aufgabe, die Strecke vor sich im Auge zu haben, gerecht wird.

Ueber das Gewicht der gesamten Schaltvorrichtung gibt folgende Tabelle Auskunft:

Gesamtleistung der Motoren in PS.	Gewicht der Ausrüstung eines Wagens in kg.
100	675
200	900
300	1125
500	1800
640	2000

Diese Zahlen entsprechen 7—10 v. H. des Wagenkastens, was keineswegs zu einem Einwand Anlass geben kann, da die ganze Last Nutzlast ist und die Adhäsionskraft der Wagen vermehrt. Die Anhängewagen haben nur die Zugleitung und deren Kupplungen zu tragen, ein Gewicht von etwa 50 kg.

Die Installation der ganzen Einrichtung wird von den Bahngesellschaften jetzt meist selbst besorgt, da jede Bahn ihre eigenen Erfahrungen gemacht hat und das System den individuellen Bedingungen ihrer Wagen besser anpassen kann. Die Stromzuführung von der dritten Schiene ist bei Voll- und Hochbahnen die landläufige; jedes der beiden Untergestelle trägt auf beiden Seiten Abnehmerschuhe, die zunächst im Untergestell miteinander verbunden sind und dann den Strom in eine Leitung führen, die die beiden Drehgestelleitungen miteinander verbinden. Diese Leitung ist meist in gusseisernen Rohren verlegt und hat eine Abzweigung, die zum Haupthandausschalter in die Abteilung für den Fahrer führt. Dies ist der einzige Punkt der Motorleitung, der während der Fahrt zugänglich ist, denn von hier aus geht das Kabel wieder unter den Wagen, um den schon beschriebenen Weg zu machen. Starke Bretter, die ringsum mit Isoliermaterial verkleidet sind, tragen die in einer Reihe angeordneten Relais, den Reversierschalter, die Sicherungen und den selbsttätigen Ausschalter. Die Bretter sind an ihrer oberen Seite mit Rillen versehen, welche die verschiedenen Kabel aufnehmen, und an geeigneten Stellen werden dann die Abzweigungen durch Löcher zu den verschiedenen Apparaten geführt. Eine Bewegung der Kabel in den Rillen ist ausgeschlossen, eine Abnutzung der Isolierung daher unmöglich gemacht und die Möglichkeit von Kurzschlüssen nahezu undenkbar. Reversierschalter, selbsttätige Schalter und die Relais in Gruppen von vier bis sechs sind in Kästen vollkommen eingeschlossen und gegen Verunreinigung und Nässe geschützt. Die ganze Anordnung ist leicht übersichtlich und der Ueberwachung an jeder Stelle zugänglich.

Das System hat sich schon längst gut bewährt, es sind im ganzen 2600 Wagen damit ausgerüstet und 54 amerikanische Bahnen haben es in ihren Betrieb aufgenommen. Es sind darunter viele Vollbahnen, die ihre Vorort- und Vorort-Frachtbetriebe damit betreiben, und auch in Deutschland, Frankreich und England hat das System Eingang gefunden. Sollte man mit der Zeit für Vollbahnen auf Drehstrom übergehen, so wird es keine Schwierigkeit sein, es auch für diese Stromart auszugestalten.

Ueber einige eisenbahnsignal-technische Neuigkeiten.

Von **L. Kohlfürst.**

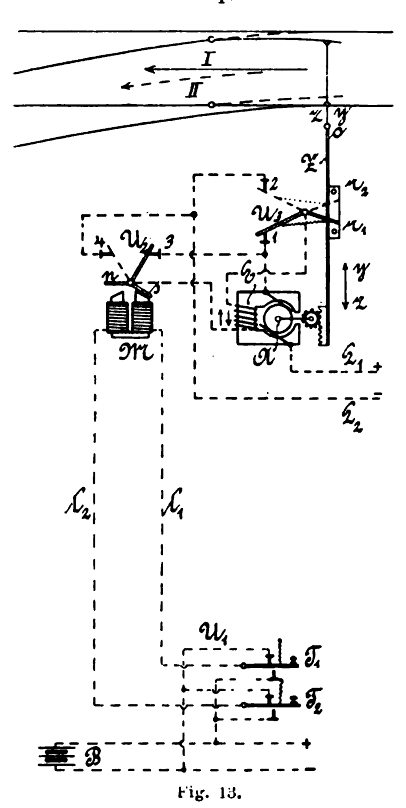
(Schluss von S. 236 d. Bd.)

III. Neuerungen an Kraft-Stellwerken.

Bei jenen Signal- oder Weichenstellwerken, welche nicht lediglich im Wege von Drahtzügen oder Rohrgestängen, also mit rein mechanischen Uebertragungsanordnungen, sondern mit Presswasser, Pressluft oder Elektrizität betrieben werden, findet man sehr häufig, wenn nicht in der Regel die Betriebsweise sozusagen zweiteilig durchgeführt, insofern die eigentliche Stellarbeit von ihrer Auslösung und Steuerung getrennt wird. Dann tritt also an Stelle der *unmittelbaren* Bedienung eine *mittelbare*, was vielfach nicht nur gerechtfertigt erscheint, sondern auch als vorteilhaft gelten darf, weil doch zumeist die beiden genannten Verrichtungen bezw. Leistungen hinsichtlich ihrer Ausführungsmittel sehr ungleiche Anforderungen stellen. Eine Ausnahme bildeten in dieser Richtung die mit Starkstrom betriebenen Weichen- und Signalstellwerke, bei denen bisher nur die *unmittelbare* Betätigung vorgesehen war, weshalb die betreffenden Betriebsströme durch die Schalteinrichtungen des Stellortes (Stellerei) geleitet und an den einzelnen Treibmaschinen behufs Steuerung der Bewegungsrichtung verschiedene besondere Nebenanordnungen, seien es z. B. doppelte, einander entgegengesetzte Wicklungen des Magnetfeldes, seien es abwechselnd anliegende Bürstenpaare oder dergleichen, vorhanden sein mussten. Die *Fabrik für Eisenbahn-Sicherungs-Anlagen, A. E. m. H.* in Dresden hat nun die letzten Jahre *elektrisch betriebene Stellwerke* konstruiert, an welchen die Ingangsetzung und Drehrichtung der Treibmaschinen mit Hilfe einer eigenen, mit niedrig gespannten Strömen betriebenen Fernsteuerung bewirkt wird. Für diese letztere ist nämlich die Verwendung eines von einer Speicherbatterie zu liefernden Gleichstromes von 12 bis 20 Volt und höchstens 0,3 Ampere in Aussicht genommen, während

für die Treibmaschinen Betriebsströme von grösserer Stärke und höherer Spannung, seien es Gleich- oder Wechselströme, erforderlich sind, welche nach Massgabe der etwa an Ort und Stelle zur Verfügung stehenden Ströme gewählt werden können oder durch einen eigenen beliebigen Genenerator zu beschaffen sein werden.

Wie einfach sich das Grundsätzliche an dieser interessanten Neuerung herausstellt, lässt Fig. 13 erkennen, wo die allgemeine Anordnung und die Verbindung zwischen einer Umsteuerungsvorrichtung und einem mit Gleichstrom betriebenen Weichenstellwerk schematisch dargestellt ist. Die am Stellorte unterzubringende Umsteuerungsvorrichtung U_1 besteht lediglich aus einem Doppelschalter, mit welchem in die Leitung l_1 l_2 durch Gebrauchsnahme eines der beiden Stellbebel ein Strom der Speicherbatterie B entsandt werden kann. Hierbei gelangt dieser Strom vom positiven Pol aus, je nachdem man in U_1 mit T_1 oder mit T_2 den Stromkreis schliesst, ersichtlichermassen ersterenfalls über l_1, letzterenfalls über l_2 in die Spulen des bei der Stellvorrichtung vorhandenen Relais-Elektromagnetes M. Sein polarisierter Anker bildet einen Umschalter U_2, indem er über einen der Kontakte *3* oder *4* die Ortslinie des eigentlichen Betriebsstromes schliesst. Der letztere, welcher aus den Stromzuführungen L_1 L_2 kommt, ist es also, der den zum Umstellen einer Weiche, wie Fig. 13 es zeigt, oder eines Signals bestimmten Elektromotor EA speist. Der Antrieb der Weiche oder des Signals erfolgt durch Zahnradübertragung mit der Ziehstange Z, welche in bekannter Weise bei ihrer hin- und hergehenden Bewegung, kurz vor dem Abschluss ihres Weges, mit Hilfe der Rollenstifte r_1 oder r_2 den Kontaktarm des Schalters U_3, der zugleich als Unterbrecher und Stromwegwechsel wirkt, vom Kontakt *1* abhebt und auf *2* legt, oder von *2* abhebt und auf *1* bringt, derart, dass in der Zeit, wo die Weiche nach dem in Fig. 13 dargestellten Beispiel die Lage *I* (für die Gerade) einnimmt, der Umschalterhebel in U_3 den Stromweg bei *1* herstellt und bei *2* unterbrochen hält, wogegen während der Weichenlage *II* (für die Ausweiche) in U_3 bei *2* der geschlossene Stromweg und bei *1* Unterbrechung besteht.


Fig. 13.

So lange die Weiche die Lage *I* einnimmt und sich sonach die Gesamtanordnung in der durch Fig. 13 veranschaulichten Ruhelage befindet, wird das Relais M stromlos sein, da am Stellort sowohl in T_1 als in T_2 kein Anschluss an den positiven Pol der Batterie B besteht; ebensowenig kann in den Motor Betriebsstrom eintreten, weil der leitende Weg nach L_2 sowohl in U_3 beim Kontakt *2*, als in U_2 bei *4*, unterbrochen ist. Wird aber der Schalthebel T_1 niedergedrückt, so bewirkt der infolgedessen über l_1 l_2 gelangende Strom den Polwechsel im Relais, weshalb in U_2 durch das Umkippen des Ankers der Ortskontakt *3* gelöst und jener bei *4* hergestellt wird. Nunmehr findet der Betriebsstrom seinen geschlossenen Weg von L_1 über den Motoranker A, ferner über *1*, U_3, E, U_2, *4* nach L_2, weshalb derselbe die Feldwicklungen des Motors im Sinne des rechts eingezeichneten Pfeiles durchfliesst. Demgemäss wird die Zahnstange Z in der Richtung y angetrieben, d. h. die Weiche aus der Lage *I* in die Lage *II* umgestellt; knapp vor der erreichten Endlage der Stange Z besorgt dann der Stift r_1 die Umschaltung des Hebels in U_3 von *1* auf *2*, weshalb der Stromweg zu L_1, also der Betriebsstrom überhaupt aufhört, weil ja auch der zweite Anschluss bei *3* zufolge der vorhin geänderten Lage des Relaisankers unterbrochen ist. Bei der neuerdings eingetretenen Ruhelage, welche mit der Weichenlage *II* zusammenfällt, besteht also für den Betriebsstrom von L_1 her kein Anschluss. Macht man jedoch nunmehr am Stellort durch Niederdrücken des Schalthebels T_2 wieder die Batterie B tätig, so gelangt diesmal ihr Strom über l_2 ins Relais, um über l_1 zurückzukehren; es erfolgt sonach ein neuerlicher Polwechsel in M, so dass der Relaisanker den Kontakt *4* wieder löst und dafür jenen bei *3* erneuert. Hierdurch entsteht von L_1 über A, *3*, U_2, E, U_3, *2* nach L_2 ein geschlossener Weg für den Betriebsstrom, der aber jetzt die Feldwicklungen in der Richtung des links eingezeichneten Pfeiles durchläuft und daher die rückläufige Bewegung des Motors bewirkt, wobei nun der Stift r_2 die Umstellung des Schalthebels in U_3 und vermöge der hierdurch entstehenden Stromunterbrechung zugleich die Abstellung des Motors bewirkt. Die Weiche hat auf diese Weise ihre ursprüngliche Lage *I* zurückerhalten und ebenso haben alle übrigen Teile der Stellvorrichtung die in Fig. 13 dargestellte Ruhelage zurückgewonnen, weitere Weichenumstellungen folgen sich natürlich bei wechselweiser Gebrauchsnahme der Schalterhebel T_1 und T_2 immer wieder ganz gleichmässig im oben betrachteten Verlauf.

Diese so ausserordentlich ansprechende Einfachheit kann nun allerdings in der Praxis leider nie gewahrt bleiben, weil es da geboten erscheint, dass eine beliebige Aenderung der Bewegungsrichtung des Motors auch dann möglieh sei, wenn die vorausgegangene Umstellung sich etwa nicht ganz vollzogen hätte, wie dies bei gewaltsamen Durchschneidungen der Weichen der Fall ist, und dass sich behufs Ueberwachung des Stellwerkbetriebes sowohl jede regelrecht stattgefundene Umstellung als jedes etwaiges Aufschneiden der Weichen am Stellort mit Hilfe einer besonderen Signalvorrichtung ersichtlich macht. Zur Erzielung dieses Zweckes stellt sich zuvörderst neben l_1 und l_2 (Fig. 13) noch der Bedarf einer dritten vom Stellort zur Stellvorrichtung geführten Leitung heraus, in welche die Kontrollsignalvorrichtung eingeschaltet wird. Ferner muss die Schaltvorrichtung U_1 am Stellorte eine Weiterung erhalten, vermöge welcher sie den Strom der Batterie B Fall für Fall nicht nur in die Spulen des Steuerungselektromagnetes (Relais) M, sondern auch in den Elektromagnet der Kontrollsignalvorrichtung Eintritt gewährt. Endlich muss auch der Umschalter U_2 vierarmig und der Umschalter U_3 dreiarmig angeordnet werden. Für letzteren reichen überdem die zwei verschiedenen Lagen wie sie U_3 in Fig. 13 einnehmen kann, nicht aus, sondern er muss *drei* Stellungen erhalten können, wovon die zwei äussersten je einer der richtigen Weichenlagen *I* und *II*, die mittlere aber der aufgeschnittenen Weichenlage entspricht. Hierzu sind natürlich die beiden Rollenstifte r_1 und r_2 nicht mehr verwendbar, vielmehr muss das Umlegen des Schalters U_3 durch ein treppenförmiges, drei Absätze aufweisendes Schleifstück geschehen, das mit der Stange Z fest verbunden den vollen Weg nach vorwärts oder rückwärts geschoben wird, wenn die Weichstellung sich richtig vollzieht, dagegen beiläufig nur den halben Weg macht, d. h. mit der Mittelstufe des Schleif-



stückes auf U_3 einwirkt, wenn eine Durchschneidung der Weiche erfolgt. Dass diese vielen Weiterungen und namentlich die erforderlichen zahlreichen Stromwegwechsel — es werden im ganzen für jede Weiche oder jedes Signal mindestens achtzehn Kontakte nötig — den Anlagen keineswegs zum Vorteil gereichen, lässt sich kaum leugnen, dafür aber besitzen die Einrichtungen mit zwischengeschalteter Fernsteuerung gegenüber den elektrischen Stellwerken mit unmittelbarer Signal- und Weichenstellung immerhin den unter Umständen wertvollen Vorzug, dass die Ausführung des zwischen dem Stellorte (der Stellerei) und den einzelnen einbezogenen Weichen- und Signalstellvorrichtungen erforderlichen Leitungsnetzes sich wesentlich einfacher gestaltet, weil es einerseits hinreicht, die Isolation und den Querschnitt nur für den schwachen Strom der Steuerung zu berechnen und anzupassen, während für die Zuführung des Betriebsstromes zwei angemessen stärkere durchlaufende Leitungen genügen, welche in die Stellerei gar nicht eingeführt zu werden brauchen. Dank diesem Umstande bleibt denn auch daselbst die Bedienungsmannschaft allen Gefährdungen, die durch Starkströme herbeigeführt werden können, von vornherein entrückt.

Auf Grundlage dieser eben geschilderten Durchführung des *mittelbar elektrischen Stellens von Weichen und Signalen* hat *die Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft* in Berlin die besondere Anordnung einer *Einrichtung zum Bedienen mehrflügeliger Signale* (D. R. P. No. 153478) aufgebaut, bei welcher — den einfachsten Fall für Einfahrtsignale nach deutscher Signalordnung, d. i. zwei Arme auf einem Mast, vorausgesetzt — der Treibstange Z, Fig. 13, vier verschiedene Bewegungen erteilt werden können. Dass sich bei solchen zweiflügeligen Signalen die Umstellungen überhaupt mit Hilfe nur einer Treibstange Z durchführen lassen, beruht auf die bekannte Zwischenordnung einer mit der Treibstange Z durch eine die in Fig. 13 bei o an Z angelenkte Schubstange z vertretende Ketten- oder Seilübertragung verbundene Kurvenscheibe, welche nach links oder nach rechts aus ihrer Ruhelage gedreht, im Wege zweier verschiedener Steuerungsnuten und der darin zwangläufig bewegten Uebertragungsgelenke ersterenfalls lediglich den oberen Flügel des Mastsignals aus der Lage „*Halt*" in die „*Frei*"lage, zweitenfalls aber beide Signalflügel in die schräg nach aufwärts gerichtete Lage einstellt, während später der jedesmalige Rücklauf der Kurvenscheibe in ihre Nullstellung wieder die gewöhnliche regelrechte Flügelstellung (für „*Halt*") herbeiführt. Da es nun die Stange Z ist, welche das Drehen der die Signalflügel bewegenden Kurvenscheibe nach der einen wie nach der andern Richtung und ebenso jedesmal wieder die Rückführung derselben in die Ruhelage zu bewirken hat, so muss denn auch der Elektromotor EA (Fig. 13) von seiner Ruhestellung aus sowohl für die Rechts- als für die Linksdrehung und dann beidenfalls zur Rückkehr in die Ruhestellung bewegt werden können. Bei Signalen mit mehr als einem Flügel müssen also, mit anderen Worten gesagt, der Motor und die Treibstange Z imstande sein, den Weg, welchen sie im Sinne der Fig. 13 nehmen können, bezw. die Arbeit, welche sie verrichten, zweimal, und zwar in entgegengesetzten Richtungen zu leisten. Beim einflügeligen Signal braucht die Stange Z lediglich aus einer Endlage a, die zugleich ihre normale Ruhestellung ist, in die zweite End-

$$a \rightleftarrows b$$

lage b und beim Einziehen des Signals wieder von b nach a zurückgebracht zu werden, beim zweiflügeligen Signal hört hingegen die Ruhestellung a („*Halt*") auf, zugleich Endlage zu sein, sondern sie wird, wie die nachstehenden Pfeile andeuten, zur Mittelstellung zwischen den

$$b_2 \leftrightarrows a \rightleftarrows b_1$$

beiden Endlagen b_1 (ein Arm auf „*Freie Fahrt*") und b_2 (zwei Arme auf „*Freie Fahrt*").

Seitens der *Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft* wurde nun diese Aufgabe sehr sinnreich und verhältnismässig einfach dadurch gelöst, dass für jede der beiden Hin- und Rückbewegungen je ein besonderes Steuerungsrelais (M in Fig. 13) mit doppelten Ortskontakten verwendet wird, und dass auch die Umschalter U_1 und U_3 eine entsprechende Weiterung erhalten. Die Steuerung des letzteren geschieht bei der praktischen Anordnung mit Kontrolleinrichtungen auch wieder, wie im weiter oben besprochenen Falle, durch die Stange Z, mit Hilfe eines in Stellvertretung der Stifte r_1 und r_2 an Z angebrachten treppenförmigen Gleitkeiles, der auf eine federnde Drucktaste verschiebend einwirkt, durch welche die Kontakthebel des Schalters U_3 umgelegt werden. Auch die zweistufige Form des Gleitkeiles bleibt dieselbe, nur ist sie zweimal vorhanden und die beiden zweistufigen Keile sind, symmetrisch gelagert, zu einem einzigen Stück vereinigt.

Kleinere Mitteilungen.

Selbsttätige Wellenkupplung „Tenax".

Von den zahllosen Wellenkupplungen möge nachstehend die von dem Ingenieur *H. D. Loria*, Orchamps (Frankreich), herrührende Konstruktion besprochen sein,[1]) in der einige eigenartige Gedanken verwirklicht sind. Sie besteht aus der Platte A, mit der der nach innen mit Doppelkonusfläche versehene Ring B fest verschraubt ist. Während A lose auf der Welle Y sitzt, wird die Scheibe C durch die in eine Nut eingreifende Feder L mitgenommen. C steht die zweite Scheibe D gegenüber, welche durch die Stifte N gezwungen ist, eine etwaige Drehung von C mitzumachen, die sich aber in der Längsrichtung gegen C verschieben kann. In beide Scheiben greift nun die aussen mit flachkantigem Rechts- und Linksgewinde versehene Büchse E, auf der die Bremsscheibe F mit Nut und Feder befestigt ist. Zwischen F und D ist eine elastische Verbindung durch die Spiralfeder R hergestellt, deren Enden mit F und D fest verbunden sind. Gegen die Büchse E tritt der durch eine Spiralfeder angedrückte Ring H, der an seinem einen Ende Zähne erhalten hat, die in die gegenüberliegenden, an der Büchse E vorgesehenen Zähne passen (s. Fig. 2). Zur Befestigung der Scheibe F auf E dienen die Federn I, zu derjenigen der Büchse E auf der Welle Y die Feder K (Fig. 1 und 2).

Angenommen, die mit der Scheibe A fest verbundene Riemenscheibe J werde in Umdrehung versetzt und die Bewegung durch den Ring B und die beiden fest gegen diesen gepressten Scheiben C und D auf die Welle Y übertragen. Wird nun mit Hilfe des Bremsbandes f (siehe auch Fig. 3) die Winkelgeschwindigkeit der Bremsscheibe F etwas vermindert, so spannt sich die Spiralfeder R und es tritt eine relative Drehung der Büchse E gegen die Welle Y ein. Durch die rechts- und linksgängige Schraube auf E werden dann die beiden Scheiben C und D auseinandergetrieben und damit hat die Loskupplung der Welle Y von der Riemenscheibe J stattgefunden. Dadurch, dass beim Zurückdrehen der Büchse E die an ihrem linken Ende angebrachten Zähne in diejenigen des Ringes H eingreifen, wird ein un-

[1]) Nach „Engineering", Nov. 25, 1904.

beabsichtigtes Zurückdrehen und Wiedereinkuppeln unmöglich gemacht, auch wenn jetzt das Bremsband f wieder gelockert wird.

Will man nun aber eine derartige Kupplung mit Absicht wieder herbeiführen, so braucht nur mit Hilfe der in Fig. 2 sichtbaren Gabel der Ring H etwas nach links verschoben werden, so dass die Zähne ausser Eingriff kommen; dann kann die Büchse E sich frei auf der Welle Y drehen, und unter der Wirkung der

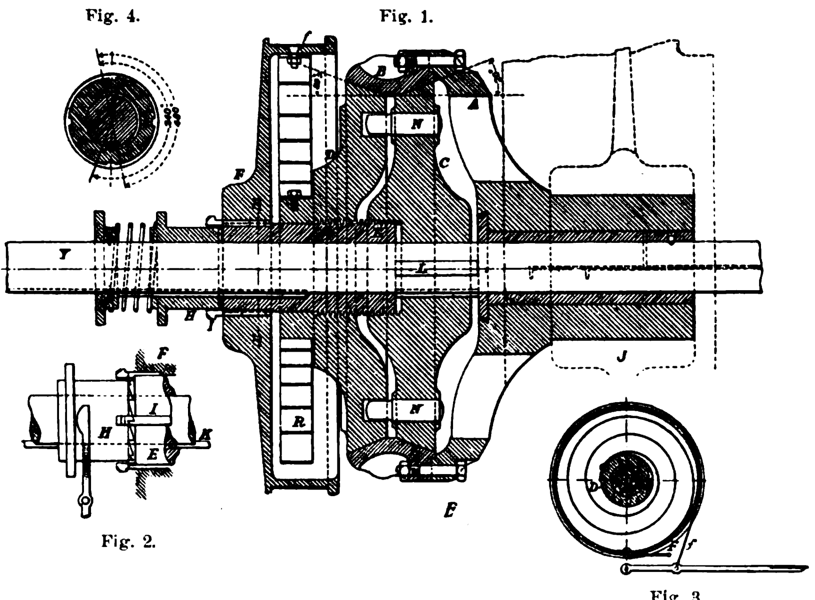


Fig. 4. Fig. 1. Fig. 2. Fig. 3.

Spiralfeder R wird sie dann sofort wieder in ihre alte Stellung zurückkehren, wodurch C und D von neuem gegen den Ring B gepresst werden und die Kupplung wie vorher stattfindet.

Damit nach der Loskupplung die Welle Y sich infolge ihrer Trägheit nicht weiter dreht, kann die Büchse E sich auf ihr nur um einen gewissen Winkel, z. B. 180°, drehen; an weiterer Bewegung wird sie durch die Feder K gehindert, wie das aus Fig. 4 hervorgeht. *F. Mbg.*

Zwei selbsttätig wirkende Abstellvorrichtungen an Dampfmaschinen.

Auf der Weltausstellung in St. Louis hatte dem „Engineering"[1]) zufolge die *Consolidated Engine-Stop Company*, New-York, zwei interessante Vorrichtungen ausgestellt, die nachstehend besprochen werden sollen.

Die erste ist in Fig. 1 und 2 wiedergegeben. In einem zylindrischen eisernen Gehäuse, dessen oberer Teil aufgeklappt werden kann, befindet sich eine Spindel, die am linken, aus dem Gehäuse hervorragenden Ende die Trommel G und das Kettenrad H trägt. Um die Trommel ist ein Seil geschlungen, an dessen losem Ende ein Gewicht hängt, das als Betriebskraft für das Ganze dient. Innerhalb des Gehäuses ist das Sperrad F auf die Spindel aufgekeilt, zu dessen Hemmung der Winkelhebel B dient; dieser ist wieder fest mit Hebel D verbunden, der seinerseits durch den doppelarmigen, auf dem einen Ende als Anker des Magneten A ausgebildeten Hebel E festgehalten wird. Es ist wohl ohne weiteres ersichtlich, dass, sobald durch Schliessen eines elektrischen Stromes der Anker des Magneten A angezogen wird, die Hebel E, B und D aus der in Fig. 2 gezeichneten Lage in die in Fig. 1 dargestellte sich begeben, wodurch das Zahnrad F freigegeben wird, das Gewicht am Ende des Seiles G herabzieht und Trommel, Spindel und Kettenrad in Umdrehung versetzt. Letzteres überträgt dann die Bewegung auf die Spindel des Hauptabsperrventils der Maschine. In dem Gehäuse ist aber, abgesehen von den bereits genannten Teilen, noch der Kolben P untergebracht. Da, wo die Spindel S durch ihn hindurchtritt, trägt sie vierkantiges Gewinde und, da eine entsprechende Mutter in dem Kolben befestigt ist, so wird sich dieser bei der geschilderten Drehung der Spindel nach rechts bewegen und die durch ihn abgeschlossene Luft wird bei der Arbeit des Ganzen als Puffer wirken. Die Stärke dieses Luftkissens kann mit Hilfe des kleinen Ventils V, das die Oeffnung J im Kolben verschliesst, von Hand eingestellt werden. Dass aber trotz dieses Puffers doch ein festes und sicheres, wenn auch stossloses Schliessen des Absperrventiles erfolgt, dafür sorgt das kleine federbelastete

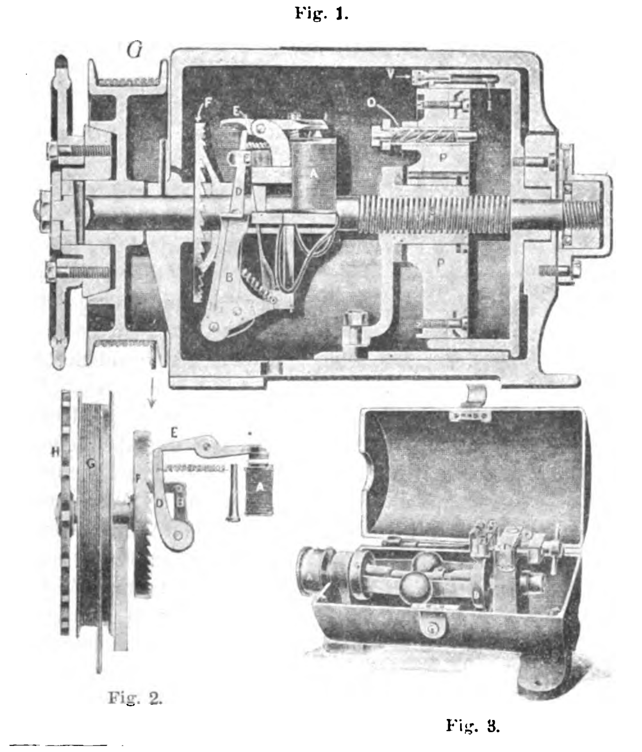


Fig. 1. Fig. 2. Fig. 3.

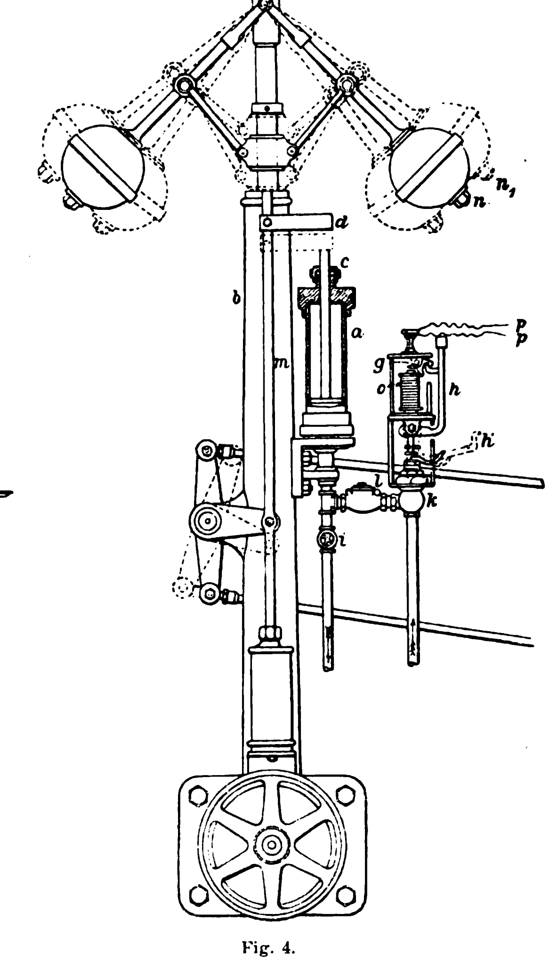


Fig. 4.

[1]) 21. Okt. 1904, S. 537—539.

Ventil O im Kolben, das durch Aufstossen auf den Boden des Zylinders geöffnet wird und der gepressten Luft zu entweichen gestattet.

Eine zweite Konstruktion, durch die man dasselbe erreichen will, zeigt Fig. 4. In diesem Falle ist die Sicherheitsvorrichtung nicht mit dem Hauptabsperrventil der Maschine, sondern mit ihrem Regulator verbunden. Das kleine Frischdampfventil k ist im allgemeinen geschlossen. Durchläuft aber ein Strom den Magneten o, so zieht dieser den Hebel g an; dadurch fällt der Hebel h in die gestrichelt angedeutete Lage und öffnet dabei das Dampfventil k. Nun streicht der Dampf ungehindert in den Zylinder a, schiebt den darin untergebrachten Kolben nach oben, und dessen Kolbenstange c, drückt den auf der Regulatorsäule m angebrachten Anschlag d in die Höhe und damit auch die Regulatorkugeln n in ihre äusserste Lage n_1. Erst durch Oeffnen des kleinen Ablassventils i kann ein Zurücksinken dieser Kugeln herbeigeführt werden. Diese letztere Anordnung eignet sich namentlich für *Corliss*maschinen, für die ja auch Fig. 4 gilt.

Das Schliessen des elektrischen Stromes, das bei den beiden geschilderten Vorrichtungen erst die beabsichtigte Wirkung herbeiführt, kann nun sowohl in bekannter Weise von Hand durch Niederdrücken eines gewöhnlichen Druckknopfes herbeigeführt werden, als auch selbsttätig durch die Maschine etwa bei Ueberschreitung einer höchsten zulässigen Geschwindigkeit. Dazu soll das kleine, in Fig. 3 wiedergegebene Instrument dienen. Die links sichtbare, aus dem Gehäuse heraustretende Riemenscheibe A wird von der Maschine aus in Umdrehung versetzt. Dann fliegen die heiden Kugeln im Innern des Gehäuses auseinander und der Ring B wird, entgegen der Kraft zweier um die wagerechte Spindel gelagerter Spiralfedern nach links hin verschoben. Ist ein gewisses Mass dieser Verschiebung erreicht, so verbindet er zwei elektrische Kontakte und stellt dadurch den Strom her, der zur Inbetriebsetzung jener geschilderten Abstellvorrichtungen erforderlich ist. Das in Fig. 3 dargestellte Instrument kann an jeder Maschine angebracht werden, und es kann deshalb auch zur Betätigung ganz normaler elektrischer Glocken und dergl. benutzt werden. *F. Mbg.*

Ein Unipolarturbogenerator für 500 Volt und 300 KW.

Die Konstruktion und Wirkungsweise des vorliegenden, höchst interessanten Generators, der in den Werkstätten der *General Electric Company*, Schenectady, hergestellt wurde, ist nach Proc. of Am. Inst. of El. Eng., Jan. 1905, *J. E. Noeggerath*, folgende:

Auf einem glatten Stahlgusszylinder sind 24 flache Kupferstäbe angebracht, die durch Bandagen aus Stahldrähten zusammengehalten und durch seitlich angebrachte Knaggen mitgenommen werden. Diese Armatur dreht sich in einem sog. homopolaren Feld (Fig. 1). Auf den Mantellinien des Zylinders resp. in den Kupferstäben werden gleichgerichtete elektromotorische Kräfte induziert, zu deren Hintereinanderschaltung man f. d. Stab zweier Schleifringe bedarf (parallelgeschaltete Stäbe sind als ein Stab zu betrachten). Der neue Generator hat auf jeder Seite der Armatur zwölf Ringe; es sind demnach je zwei Stäbe parallel geschaltet. Die Ringe sind in Fig. 1 angedeutet; sie sind ausserhalb der Armatur so miteinander verbunden, dass die zwölf E. M. K. hintereinandergeschaltet sind. Diese letzteren Verbindungsleitungen können im Eisen des festen Teiles (Leitung B) oder auch ausserhalb desselben (Leitung C) verlegt sein.

Der feste Teil ist ebenfalls aus Stahlguss und bei A an je vier Stellen durchbrochen, um die Bürsten anbringen und bedienen zu können. Die beiden Erregerspulen E sind konzentrisch mit der Achse.

Die Armaturstäbe sind flach ausgebildet, damit sie möglichst die ganze Ankeroberfläche bedecken. Auf diese Weise wird nämlich die Rückwirkung auf das Primärfeld verhindert. Wäre zwischen den einzelnen Ankerstäben ein Abstand, so würde bei Stromdurchgang jeder Stab ein Feld um sich bilden, das bei Rotation im Eisen des festen Teiles Hysteresis und Wirbelströme erzeugen würde.

Die Anschlüsse an die Schleifringe, die aus Stahlguss sind, bedürfen ebenfalls einer besonderen Anordnung. Die Ströme, die durch die Ringe fliessen, üben auf das Feld eine wechselnde M. M. K. aus. Die M. M. K. eines Ringes ist o, wenn der Anschlusspunkt sich unter der Bürste befindet und ein Maximum nach einer Drehung um 180°. Der Einfluss der Ringe wird nun kompensiert, wenn die Ringanschlüsse um je $\frac{360^{\circ}}{n}$ versetzt werden (n Anzahl der Stäbe oder Ringe auf einer Seite).

Bei zweckmässig gebauten Maschinen ist ein Spannungsabfall bei Belastung, durch Rückwirkung bedingt, nicht vorhanden. Man hat nur den ohmschen Abfall in den Stäben und Bürstenübergängen.

Eine Kompoundierung kann ausser durch eine Serienfeldspule auch dadurch erreicht werden, dass man die Zuführungen zu den Ringen, seien es die vom Anker oder vom festen Teil,

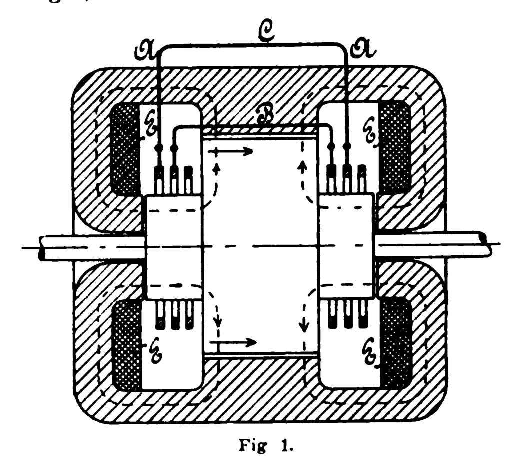


Fig 1.

einen Bogen beschreiben lässt. Je grösser der Bogenwinkel, desto grösser ist die Kompoundierung. Man kann demnach durch Bürstenverschiebung eine positive oder negative Kompoundierung erreichen.

Die Verluste in einer Unipolarmaschine sind von denen der Kommutatormaschine sehr verschieden. Die Kupferverluste der Feldwicklung sind bei ersteren kleiner, weil man wegen der fehlenden Rückwirkung den Luftspalt sehr klein halten kann, so klein, als es in mechanischer Hinsicht erlaubt ist. Die Ankerkupferverluste sind wegen der geringen Zahl der Stäbe fast zu vernachlässigen.

Hysteresis- und Wirbelstromverluste sind nicht vorhanden, wenn die Feldverteilung eine völlig gleichmässige ist. Dies wird zwar wegen des schwer gleichmässig zu haltenden Luftspaltes und den Oeffnungen im festen Teil nicht ganz erreicht, die Kernverluste sind jedoch sehr gering.

Die Hauptverluste liegen in den Bürstenkontakten. Bei 50 m Umfangsgeschwindigkeit f. d. Sekunde beträgt der Gesamtverlust f. d. Bürste etwa 1150 Watt.

Der Wirkungsgrad ohne Lager und Luftreibung wird zu etwa 90 v. H. angegeben.

Als Vorteile gegenüber den Kommutatormaschinen werden genannt: das sehr geringe Kupfergewicht, die einfache Konstruktion, kleinere Gesamtkosten, Ausschaltung des Kommutationsproblemes.

Ueber Tourenzahl, Ankerdurchmesser, Ankerlänge, Feldstärke usw. sind leider keine Angaben gemacht. Soweit man erkennen kann, ist der Wirkungsgrad bei der vorliegenden Grösse zu klein und die Bürsten machen doch noch Schwierigkeiten, so dass das Problem noch nicht gelöst sein dürfte.

Bücherschau.

Lexikon der gesamten Technik und ihrer Hilfswissenschaften. Herausgegeben von *Otto Lueger*. 2. Auflage. Stuttgart und Leipzig, 1905. Deutsche Verlagsanstalt.

Mit der zunehmenden Ausbreitung der Technik über alle Gebiete des Kulturlebens tritt naturgemäss eine immer weitergehende Spezialisierung in die Erscheinung, welche gewisse Gebiete abgrenzt und durch Spezialstudium zu vertiefen sucht. Die Abgrenzung wird indessen nie eine so exklusive sein können, als dass nicht vielfach von einem Spezialgebiet auf ein anderes übergegriffen werden müsste, um zu einem Ziele zu gelangen, welches nur mit Hilfe eines anderen Spezialgebietes erreicht werden kann.

Eine gründliche allgemeine Vorbildung ist auch hier, wie auf allen Wissensgebieten immer noch das bei weitem Vorteilhafteste, und der gründlich vorgebildete Naturwissenschaftler wird viel seltener in die Lage kommen, auf ein ihm völlig unbekanntes Gebiet übergreifen zu müssen, als der nur für einen speziellen Wirkungskreis erzogene Techniker. Mit der leider immer mehr zurücktretenden allgemeinen Bildung macht sich nun das Bedürfnis geltend, alle Wissensgebiete in übersichtlicher und knapper Form in einen Rahmen zu bringen, der gestattet, mit möglichst wenig Aufwand an Zeit und Mühe, das aus allen Gebieten Wissenswerte zu schöpfen, um es für spezielle Zwecke zur Anwendung zu bringen.

So entstanden die Konversationslexika, welche der Halbbildung Vorschub leisten und nicht zum wenigsten an der heute herrschenden Oberflächlichkeit der allgemeinen Bildung Schuld sind. Ob ein Bedürfnis hierfür vorlag, dürfte bestritten werden können, da der Umfang dessen, was man als allgemeine Bildung zu bezeichnen pflegt, in der neuesten Zeit nur wenig mehr angewachsen ist als in früheren Zeiten, es müsste denn sein, dass man z. B. die Unkenntnis in der Konstruktion der *Carpenter*bremse oder in den Geheimnissen der drahtlosen Telegraphie als Mangel an allgemeiner Bildung bezeichnen wollte.

Anders in der Technik. Hier ist der Bereich des für den Fachmann Wissenswerten derartig angewachsen, dass selbst die universellste Bildung einen genauen Ueberblick darüber verliert und dass Werke wie das vorliegende, nicht allein für den Spezialisten Interesse erwecken, sofern sie ihm dazu dienen, das für ihn sonst schwer erreichbare Spezialwissen seinen Zwecken dienstbar zu machen und in dieser Beziehung muss das *Lueger*sche Werk als eine willkommene Bereicherung der technischen Literatur begrüsst werden, auch wenn es vom Standpunkte des allgemeinen Wissens als ein notwendiges Uebel bezeichnet werden müsste.

Nicht gerade zum Schaden des Werkes, von dem der erste Band in neuer Auflage vorliegt, hätte die Fassung mancher Artikel, wie z. B. Balken, Baumwollspinnerei u. a. m. etwas kürzer ausfallen können, zumal da die sehr zweckmässig am Ende jedes längeren Artikels angeführten Literaturangaben ein tieferes Eingehen in den Gegenstand wesentlich erleichtern, und diese Weitläufigkeit oberflächliche Naturen leicht dazu verführen könnte, ihr Wissen aus diesem Werke zu schöpfen, was doch wohl gewiss nicht in der Absicht des Herausgebers liegt.

Was die Vollständigkeit betrifft, so lässt sich über diese beim flüchtigen Einblick kaum ein Urteil fällen; hierüber kann erst beim stetigen Gebrauch entschieden werden, doch scheint dieselbe eine umfangreiche zu sein. Lücken hierin lassen sich wohl höchstens dadurch ausfüllen, dass der Herausgeber auch die Hilfe seiner Leser in Anspruch nimmt. Mir ist z. B. aufgefallen, dass die „Antenne" überhaupt nicht behandelt ist, während die „Bank" als „Sitzgerät" figuriert. Ich meine, letztere hätte ohne Schaden fortfallen können, und erstere dürfte gerade in neuerer Zeit ein erhöhtes Interesse beanspruchen.

Die Ausstattung des Werkes ist eine gute und seinem Zweck angemessen, wobei die leichte Auffindbarkeit der einzelnen Artikel besonderes Lob verdient. Die Figuren zeichnen sich durch Deutlichkeit bis in die kleinsten Einzelheiten aus.

Im ganzen kann das Werk als wertvolle Hilfe auf unbekannten Gebieten dem Techniker und Ingenieur warm empfohlen werden. Dr. *K.*

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Repetitorien der Elektrotechnik. Herausgegeben von *A. Königswerther*, Ingenieur, Lehrer am Technikum Stadtsulza (Thür.). III. Band: Gleichstromerzeuger und Motoren. Ihre Wirkungsweise, Berechnung und Konstruktion. Von *W. Winkelmann*, Diplomingenieur, Assistent an der Techn. Hochschule in Hannover. Mit 40 Abb. Hannover, 1905. Gebr. Jänecke. Preis geb. 3.40 M.

Generator-Kraftgas- und Dampfkessel-Betrieb in bezug auf Wärmeerzeugung und Wärmeverwendung. Eine Darstellung der Vorgänge, der Untersuchungs- und Kontrollmethoden bei der Umformung von Brennstoffen für den Generator-Kraftgas- und Dampfkesselbetrieb. Von *Paul Fuchs*, Ingenieur. Mit 42 Abb. Zweite Auflage von: „Die Kontrolle des Dampfkesselbetriebes". Berlin, 1905. Julius Springer. Preis geb. 5 M.

Ueber die Untersuchung und das Weichmachen des Kesselspeisewassers. Von Ing. mech. *Edmund Wehrenfennig*, Oberinspektor der österr. Nordwestbahn in Wien, unter Mitwirkung des Ing. chem. *Fritz Wehrenfennig*, Fabrikdirektor in Eggenberg bei Graz. Zweite, gänzlich umgearbeitete Auflage. Mit 168 Abb. und 1 Tafel. Wiesbaden, 1905. C. W. Kreidel. Preis geh. 7.50 M.

Berechnung und Konstruktion von Gleichstrommaschinen. Eine praktische Anleitung zum Entwurf und zur Ausführung kleiner und mittelgrosser Maschinen. Von *K. Moritz*, Ingenieur. Zweite, vollständig neu bearbeitete Auflage mit 80 Abb., vier Konstruktionstafeln, elf Kurventafeln. Leipzig, 1905. Hachmeister & Thal. Preis geb. 4.50 M.

Thermodynamik und Kinetik der Körper. Von Prof. Dr. *B. Weinstein*. Dritter Band. Erster Halbband (Erster Teil). Braunschweig, 1905. Friedrich Vieweg & Sohn. Preis geh. 12 M.

Elektrotechnisches Gleichstrompraktikum. Eine Zusammenstellung der wichtigsten Gleichstrommessmethoden nebst durchgeführten Versuchen. Von *Heinr. Birven*, Ingenieur. Mit 56 Abb. Leipzig, 1905. Hachmeister & Thal. Preis geh. 2 M.

Lehrbuch der Mechanisch-Metallurgischen Technologie (Verarbeitung der Metalle auf mechanischem Wege. Von *A. Ledebur*, Geh. Bergrat, Professor an der Königl. Bergakademie zu Freiberg in Sachsen. Mit zahlreichen Abbildungen. Dritte, neu bearbeitete Auflage. Zweite Abteilung (Schluss des Werkes). Braunschweig, 1905. Friedrich Vieweg & Sohn. Preis geh. 12 M.

Die Heizung. Von Dr. phil. *Adolf Wolpert*, Professor des Baufachs, und Dr. med. *Heinrich Wolpert*, Privatdozent der Hygiene an der Universität und Oberassistent am Hygienischen Institut zu Berlin. Mit 333 Abb. Berlin. W. & S. Loewenthal.

Studien zur Frage der Gasturbine. Von *Rudolf Barkow*, Ingenieur. Mit 13 Abb. Rostock, 1905. C. J. E. Volckmann (Volckmann & Wette). Preis geh. 1.25 M.

Die Dampfturbine von *Rateau*, mit besonderer Berücksichtigung ihrer Verwendung als Schiffsmaschine. Von *Max Dietrich*, Marine-Oberingenieur a. D. Mit 15 Abb. und Tabellen. Rostock, 1905. C. J. E. Volckmann (Volckmann & Wette. Preis geh. 1.50 M.

Das Schachtabtäufen in schwierigen Fällen. Von *J. Riemer*. Mit 18 Abb. im Text und 19 Tafeln. Freiberg i. S., 1905. Graz & Gerlach (Joh. Stettner).

Das konstitutionelle System im Fabrikbetriebe. Von *Heinrich Freese*. Zweite veränderte Ausgabe. Gotha, 1905. Friedrich Emil Perthes. Preis geh. 1.80 M.

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.



DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

86. Jahrg., Bd. 320, Heft 18. **Berlin, 6. Mai 1905.**

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Das Eisenbahn- und Verkehrswesen auf der Weltausstellung in St. Louis 1904.

Von Professor **M. Buhle** und Dipl.-Ing. **W. Pfitzner**, Dresden.

(Fortsetzung von S. 261 d. Bd.)

I. Die Baldwin-Lokomotiven.

Die *Baldwin Lokomotive Works*[31]) *(Burnham, Williams & Co.)*, Philadelphia, Pa., die grösste Lokomotivfabrik der Erde, hatte dreizehn grosse Lokomotiven zur Schau gebracht, deren Hauptabmessungen in der Zusammenstellung 1 (S. 258 und 259) an erster Stelle aufgeführt sind. Von diesen ist die interessanteste die

Vierzylinder-Verbundlokomotive der Atchison-, Topeka- und Santa Fé-Eisenbahngesellschaft,

der erste Versuch, die in Europa längst eingeführten Vierzylindermaschinen den amerikanischen Verhältnissen anzupassen. Die Maschine, von denen bereits einige Ausführungen im Betrieb der genannten Bahn tätig sind, ist in Fig. 16—20 in Ansichten und Schnitten dargestellt; in Fig. 21—23 ist ausserdem die Zylinderkonstruktion näher erläutert.

Die Anordnung der Maschine lehnt sich eng an die Bauart *von Borries* an, die in der Maschine der *Hannoverschen Maschinenfabrik* (Zusammenstellung 1 No. 37 [S. 258 und 259; vergleiche auch 1904, Bd. **319**, S. 657]) auf der Ausstellung vertreten war. Alle vier Triebwerke arbeiten auf die erste Treibachse, die zweite ist reine Kuppelachse. Ausser den spezifisch amerikanischen Konstruktionen des Rahmens, Kessels usw. ist der Hauptunterschied gegen die deutsche Bauart die Verwendung nur je eines Schiebers für je zwei zusammengehörige Zylinder, eine Anlehnung oder Weiterbildung der *Woolf-Vauclain*schen Anordnung. Der gemeinsame Kolbenschieber, im Durchmesser fast so gross wie der Hochdruckzylinder, liegt mitten über dem an dieser Stelle nur aus einem einzigen Stab bestehenden Barrenrahmen, die Zylinder sind sämtlich in einer Horizontalebene mit diesem Rahmenstück selbst gelagert (Fig. 21). Ebenso wie bei der deutschen Maschine bilden je ein Zylinderpaar mit Schieber ein Gusstück, das mit dem der anderen Seite in der senkrechten Mittelebene der ganzen Maschine zu einem Sattel verschraubt ist.

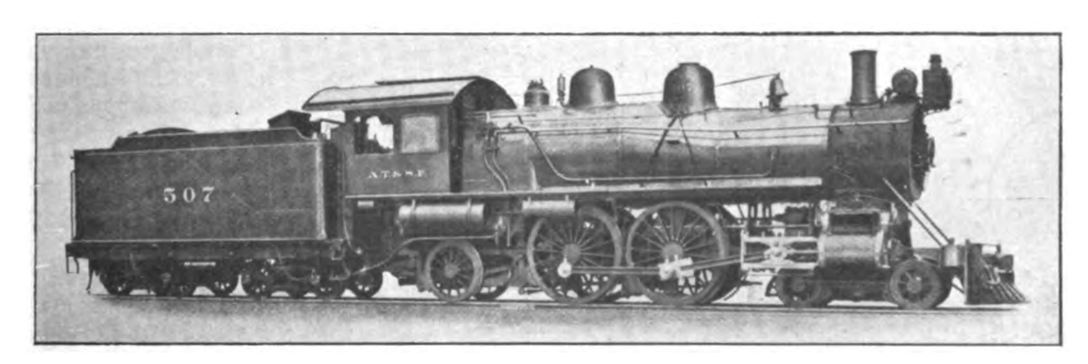


Fig. 16. Vierzylindrige 2/5 gek. Schnellzug-Verbundlokomotive der Baldwinwerke in Philadelphia.

Die Steuerung mit dem gemeinsamen Schieber, Patent *Vauclain,* hat den Nachteil, dass sich das Füllungsverhältnis der beiden Zylinder zueinander nicht ändern lässt, die Konstruktion selbst ist natürlich einfacher als mit zwei getrennten Schiebern und Steuerungen.

Die äussere Steuerung ist die in Amerika fast allein zu findende *Stephenson*sche (s. Fig. 17); die Exzenter sitzen auf der Kuppelachse, die Kulisse ist zwischen beiden Achsen aufgehängt, und der Doppelhebel, der die über dem Rahmen liegende Schieberstange antreibt, greift unmittelbar an der Kulisse an, so dass also eine Gabelung oder Umführung der Stangen um die Treibachse nicht nötig wird. Alle Hebel, Hängestangen usw. haben ein-

[31]) Die 1832 durch *Matthias W. Baldwin* († 1866) gegründeten Werke gleichen Namens geben in ihrer Geschichte zugleich ein Bild von der Entwicklung des amerikanischen Lokomotivbaues überhaupt. Während die erste Lokomotive zu ihrer Vollendung ungefähr ein Jahr gebrauchte, werden gegenwärtig über sechs Lokomotiven täglich fertiggestellt; im Jahre 1903 wurden 2022 Maschinen gebaut (dazu ist zu rechnen noch an Reparaturstücken usw. ein Betrag, der etwa 250 Lokomotiven gleichkommt). Ueber die zur Zeit bestehenden Verhältnisse der Fabrik geben folgende Zahlen Auskunft: Zahl der Beamten und Arbeiter 15 800, vorhandene PS 11 334, Flächeninhalt des Werkes 68 800 qm, der Stockwerke 149 728 qm, Zahl der Glüh- und Bogenlampen 5500 bezw. 550, wöchentlicher Verbrauch an Kohlen, Eisen und anderen Stoffen 2000, 3600, 1000 t.

seitigen Angriff an den Drehbolzen (s. Fig. 19); die Schieberstange selbst hat trotz der einseitigen Führung im Kreisbogen durch den Doppelhebel kein Gelenk, eine Vereinfachung, die drüben selbst bei sehr kurzen Schieberstangen fast ausschliesslich verwendet wird.

Die Kröpfungen der Treibachse, Fig. 18 u. 19, stehen rechtwinklig zueinander, die äusseren Kurbeln und Kurbelzapfen sind um 180° gegen die inneren versetzt, um die schwingenden Massen möglichst auszugleichen. Die in Fig. 16 sichtbaren kleinen rotierenden Gegengewichte dienen nur zum Ausgleich der rotierenden Massen. Der Durchmesser der Achsschenkel in der gekröpften Achse ist 254 mm, bei der Kuppelachse 229 mm bei 232 mm Schaftstärke. Die Traglagerlänge ist 317 mm. Auf die gusseisernen Achslager sind die zweiteiligen Stahlgussrahmen federnd aufgehängt. — Hierzu sei bemerkt, dass bis zum Jahre 1893 die *Barrenrahmen* der amerikanischen Lokomotiven aus zusammengeschweissten Stäben aus Schweisseisen hergestellt und die Verstrebungen dazwischen geschraubt wurden (s. oben). Da jedoch die Rahmen aus weichem und zähem Stahlformguss mit grösserer Widerstandsfähigkeit grössere Elastizität verbinden, also eine wesentlich höhere Betriebssicherheit als geschweisste Rahmen besitzen, so haben sich erstere bald Einlass verschafft und letztere vielfach verdrängt. So haben die *Baldwin*werke im Jahre 1898 für 45, 1899 für 250, 1900 für 400 und 1901 für 600 Lokomotiven Stahlgussrahmen verwendet.[32])

An der Aufhängung bezw. Federung des Rahmens ist besonders erwähnenswert eine Vorrichtung zur Vermehrung des Reibungsgewichtes beim Anfahren und auf Steigungen. In Fig. 17 und 19 ist ein Druckzylinder zu sehen, der vermittelst eines Querhebels (Fig. 19) das Federgehänge der letzten beiden Achsen so verschiebt, dass ein Teil der Achslast der letzten Laufachse auf die Kuppelachse gehoben wird. Der Druckzylinder wird mit Pressluft betrieben und soll die Maschinen erheblich leistungsfähiger machen. In der Tat liegen auch keine Bedenken vor, beim Anfahren und bei langsamem Gang auf Steigungen die Achslast etwas zu erhöhen, da man bei Schnellfahrt infolge der einseitigen Gegengewichte ja bedeutend grössere Schienendrücke zulässt.

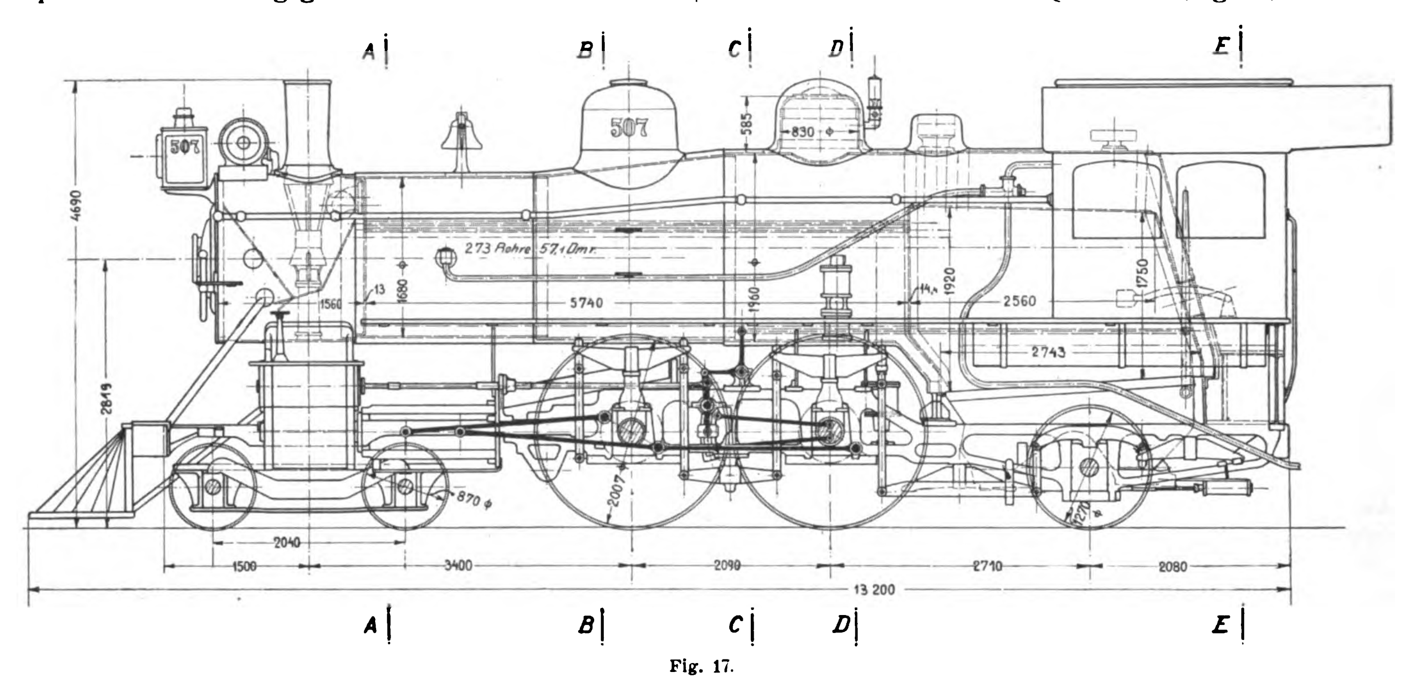


Fig. 17.

Schnitt A—A Schnitt B—B Fig. 18.
Schnitt C—C Schnitt D—D Fig. 19.
Schnitt E—E Rückansicht. Fig. 20.

Fig. 17—20. Vierzylindrige $^{3}/_{5}$-gek. Schnellzug-Verbundlokomotive der Baldwinwerke in Philadelphia.

Der grosse, 2819 mm über Schienenoberkante gelegene Kessel besitzt die sogen. *Wagon-top*-Form, d. h. der hintere Teil um die Feuerkiste ist erhöht und erweitert. Der vordere zylindrische Teil von 1676 mm mittlerem Durchmesser wächst unter Vermittlung eines kegelförmigen Schusses auf etwa 1956 mm Durchmesser an, gleichzeitig rückt die Kesselachse um 80 mm höher. Diese Erweiterung ermöglicht eine breite und grosse Feuerbüchse. Die Wandstärke der Bleche ist 17,5 und 20,6 mm, die Stahlbleche der Feuerkiste haben 9,5 mm Dicke

[32]) Es dürfte vielleicht interessieren, dass seit etwa zwölf Jahren zwei mit solchen Rahmen versehene $^{3}/_{3}$ gek. Normalgüterzuglokomotiven auf den preussischen Bahnen in Gebrauch sind; desgl. sind für die an die „Herforder Kleinbahnen" und an die „Bielefelder Schmalspurbahnen" von der Firma *A. Borsig*, Berlin, gelieferten Lokomotiven Barrenrahmen amerikanischer Bauart verwandt (vergl. D. p. J. 1904, **319**, S. 775). — Ueber die neuen $^{2}/_{5}$- und $^{3}/_{5}$-gek. Schnellzuglokomotiven der bayerischen Staatsbahnen, welche ebenfalls Barrenrahmen erhalten haben, vergl. Z. d. V. d. I. 1905, S. 421 u. f.

Die Nietung ist in den Längsnähten sechsreihig mit Doppellaschen, in den Quernähten zweireihig.

Von den kleineren Ausrüstungsteilen ist die vor dem Schornstein aufgestellte Dampfturbinendynamo zur Speisung eines Stirnlichtscheinwerfers besonders zu erwähnen (geliefert von der *Pyle National Electric Headlight Co.*, Chicago, Ill.). Die Ausrüstung der schnellfahrenden Lokomotiven mit solchen Stirnlichtern hat drüben bereits eine grosse Verbreitung angenommen, augenscheinlich sind die hier gegen solche Einrichtungen geltend gemachten Bedenken: Blendung der festen Signale und störende Reflexe bei Regen und Schnee, nicht so bedeutend. Bei den mangelhaft überwachten Bahnen Amerikas, namentlich im Westen, erleichtert der Scheinwerfer dem Führer die Uebersicht über die Strecke ganz bedeutend.

Ueber die Leistungsfähigkeit dieser Maschinenart liefern die Ergebnisse einer am 19. Februar 1904 mit solcher Lokomotive angestellten Probefahrt ein gutes Bild. Die Maschine zog auf einer 325,7 km langen Strecke mit Steigungen von 6,4 v. T. und einer Gesamterhebung von 442 m (Dodge City—La Junta, Colorado) neun *Pullman*-Wagen (Gesamtzuggewicht 510 t) in einer Zeit von 4 Stdn. 26 Min. (einschl. einer Zeit von 14 Min. zum Wassernehmen usw.). Die Durchschnittsgeschwindigkeit einschl. Aufenthalt (Reisegeschwindigkeit) betrug also 73,5 km/St., die wirkliche mittlere Fahrgeschwindigkeit 77,7 km/St.; dabei wurden 55 cbm Wasser verbraucht.

(Fortsetzung folgt).

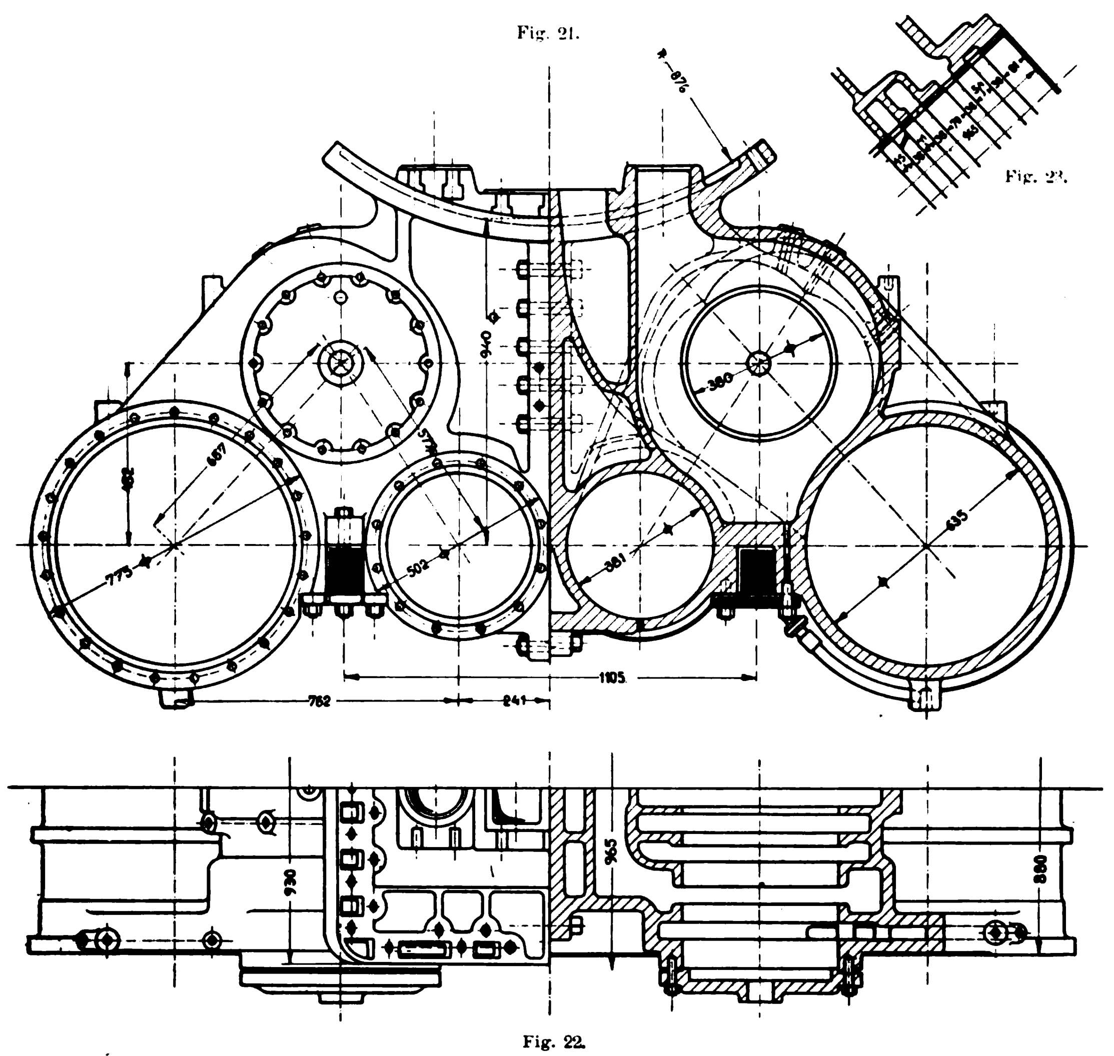


Fig. 22.

Fig. 21—23 Zylinderkonstruktion (zu Fig. 16—20).

Ueber das Verhältnis der Zahnlänge zur Zahndicke bei Zahnrädern.

Die Länge der Zähne von Zahnrädern, auch Zahnhöhe genannt, wird schon seit langer Zeit allgemein etwa gleich dem 1,5 fachen der Zahndicke genommen. Vielfach gilt die Regel, die Höhe des Zahnfusses 0,4 der Teilung t, die Höhe der Zahnspitze 0,3 t, mithin die Höhe oder Länge des ganzen Zahnes 0,7 t, und die Zahndicke, auf dem Teilkreise gemessen, 19/40 t zu setzen, wonach sich das Verhältnis der Zahnlänge zur Zahndicke gleich 28/19 = 1,47 ergibt.

Wie die folgende Untersuchung zeigt, scheint dies Verhältnis nicht das günstigste zu sein, wenn man einerseits die Festigkeit der Zähne, anderseits die Eingriffsdauer und den damit zusammenhängenden ruhigen Gang, den Arbeitsverlust durch die Zahnreibung und die Abnutzung der Zähne berücksichtigt.

Reibung und Abnutzung sind um so grösser, je grösser der relative Weg der Zähne gegeneinander ist. Letzterer aber (gleich der Summe der beiden Abstände der Teilkreise voneinander an den Stellen des Eingriffsbeginns und des Eingriffsendes) ist allgemein um so grösser, je länger die Eingriffsstrecke ist, und diese ist unter sonst gleichen Umständen um so länger, je grösser die Zahnlänge ist. Da ausserdem das Biegungsmoment des Zahndruckes, wenn dieser an der äusseren Kante

eines Zahnes wirkt, in dem am meisten gefährdeten Querschnitt an der Zahnwurzel proportional der Zahnlänge ist, so erscheint es aus doppeltem Grunde zweckmässig, die Länge der Zähne möglichst gering zu nehmen. Will man aber mit kurzen Zähnen dieselbe verhältnismässige Eingriffsdauer erreichen, wie mit längeren Zähnen, so ist eine Verminderung der Dicke unerlässlich, womit auch das Widerstandsmoment der Zähne, welches proportional dem Quadrat der Dicke ist, abnimmt. Es fragt sich nun, ob sich bei den kleineren Zähnen unter sonst gleichen Umständen dieselbe Festigkeit und gleichzeitig dieselbe Eingriffsdauer erzielen lässt, wie bei den grösseren Zähnen.

Dies ist in der Tat der Fall, wenn man das Verhältnis der Zahnlänge zur Zahndicke kleiner wählt, als üblich ist, wie an den folgenden Beispielen sowohl für Zykloiden- wie für Evolventenzähne gezeigt ist. Haben aber die kleinen Zähne dieselbe Festigkeit und dieselbe Eingriffsdauer, wie die grösseren, so sind sie den letzteren vorzuziehen, weil der Arbeitsverlust durch Reibung bei ihnen geringer ist.

Für alle folgenden Beispiele ist die Bedingung zugrunde gelegt, dass stets zwei Zähnepaare gleichzeitig in Eingriff sind, und in dem Augenblick, in welchem das

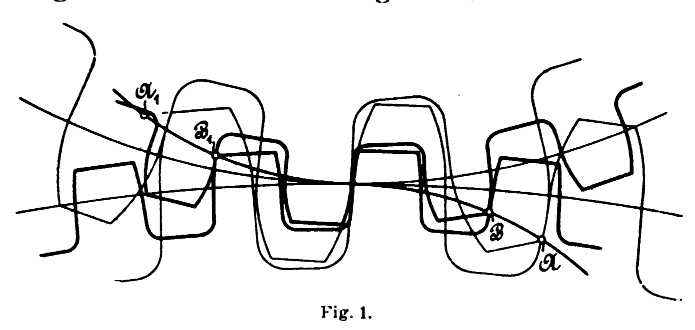


Fig. 1.

vorangehende Paar ausser Eingriff kommt, ein nachfolgendes Paar in Eingriff tritt, so dass in diesem Zeitpunkte gleichzeitig drei Paare sich in Eingriff befinden. Die Eingriffsdauer erstreckt sich dann über zwei Teilungen.

Fig. 1 zeigt zunächst eine Zykloidenverzahnung mit einem Uebersetzungsverhältnis von 1 : 3. Die feinen Linien stellen die Verzahnung mit den üblichen Verhältnissen dar, während die starken Linien eine Verzahnung mit denselben Teilkreisen und denselben Rollkreisen veranschaulichen, bei welcher aber die Zahnlänge ungefähr gleich der Zahndicke ist. Die Zahnlänge dieser kleinen Zähne beträgt etwa die Hälfte der Länge der grossen Zähne und die Zahndicke in dem am stärksten beanspruchten Querschnitte an der Zahnwurzel des kleinen Rades etwa $^3/_4$ von der entsprechenden Dicke des grossen Zahnes. Die grösste Biegungsspannung fällt hiermit bei gleichem Zahndruck und gleicher Breite der Räder (in achsialer Richtung gemessen) für die kleinen Zähne noch etwas kleiner aus $\left(\frac{^1/_2}{^3/_4{}^2} = \frac{8}{9}\right)$, als für die grösseren. Die Eingriffsdauer erstreckt sich bei beiden über zwei Teilungen, bei den grossen Zähnen von A bis A_1, bei den kleinen von B bis B_1. *Der relative Weg der Zähne gegeneinander, also auch der Arbeitsverlust durch Reibung fällt aber bei den grossen Zähnen ungefähr doppelt so gross aus, wie bei den kleinen Zähnen.* Dasselbe gilt auch von der *Gesamtabnutzung*. Auch diese ist bei den grossen

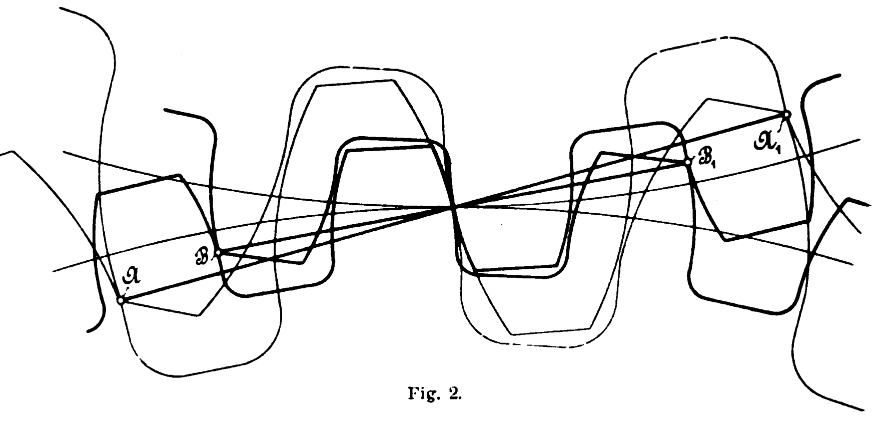


Fig. 2.

Zähnen ungefähr doppelt so gross, wie bei den kleinen. Sie verteilt sich allerdings bei den kleinen Zähnen auf eine kaum halb so grosse Fläche. Die *verhältnismässige Abnutzung*, d. h. die Abnutzung in gleichliegenden *gleich grossen* Flächenelementen wird bei den kleinen Zähnen daher so gross wie bei den grossen, aber auch nicht grösser. Es werden sich also unter sonst gleichen Umständen die kleinen Zähne nicht etwa schneller abnutzen als die grossen.

Fig. 2 stellt in gleicher Weise eine Evolventenverzahnung für zwei gleich grosse Räder dar. Die kleinen Zähne haben auch hier etwas grössere Festigkeit als die grösseren. Ihre Länge ist gleichfalls etwa gleich der Dicke. Die Eingriffslinie $A\,A_1$ für die grossen Zähne ist ein wenig steiler als die Eingriffslinie $B\,B_1$ für die kleinen Zähne. Im übrigen gilt alles oben für die Zykloidenzähne Gesagte auch für diese Evolventenzähne.

Für Räder, welche stets in demselben Sinne umlaufen und überhaupt nicht oder nur in Ausnahmefällen eine Drehung in entgegengesetzter Richtung zulassen müssen, würde eine unsymmetrische Form der Zähne noch günstiger sein.

In Fig. 3 ist dies für Zykloidenzähne mit einem

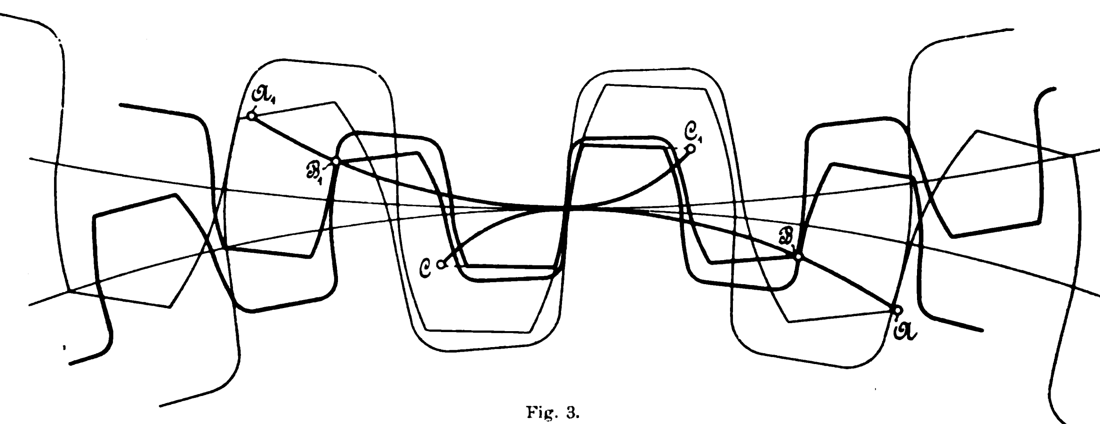


Fig. 3.

Uebersetzungsverhältnis von 3 : 5 und in Fig. 4 für Evolventenzähne mit einem Uebersetzungsverhältnis von 2 : 3 gezeigt. Bei den ersteren (Fig. 3) sind für die gewöhnlich nicht in Eingriff kommenden Rückenflanken der Zähne kleinere Rollkreise benutzt. Der Eingriff dieser Rückenflanken geht jedoch noch über eine Teilung hinaus, von C bis C_1, so dass bei einem Rückgang für kurze Zeit noch zwei Zähnepaare zusammenarbeiten, im übrigen aber

stets ein Paar in Eingriff sich befindet. Für den normalen Vorwärtsgang ist dieselbe Eingriffsdauer, wie bei Fig. 1 und 2 angenommen.

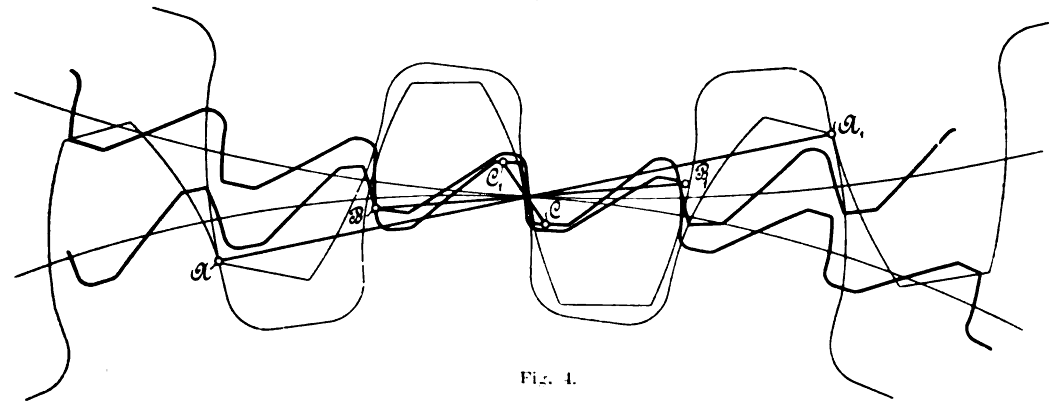


Fig. 4.

Auch bei den Evolventenzähnen in Fig. 4 bilden die Rückenflanken noch eine richtige Verzahnung, für welche allerdings die Eingriffsdauer (von C bis C_1) sehr kurz ist, so dass ein ruhiger Gang beim Eingriff dieser Rückenflanken nicht zu erwarten ist. Dafür beträgt hier die grösste Biegungsspannung nur etwa $^2/_3$ und der Arbeitsverlust durch Reibung nur etwa $^1/_4$ dieser Grössen bei den grossen Zähnen. Man würde also bei einer Ersetzung der grossen Zähne durch die kleinen z. B. die Zahnbreite oder auch — für gleiches Drehmoment — die Radien der Räder auf $^2/_3$ verkleinern können, ohne die Biegungsspannung zu erhöhen, während gleichzeitig die Reibungsarbeit bedeutend herabgezogen wäre.

Wehage.

Der heutige Stand der Motorfahrräder.

(Fortsetzung von S. 264 d. Bd.)

b) Mehrzylindrige Fahrzeuge.

Der Einzylinder-Motor entwickelt verhältnismässig grosse Kraft, wodurch stossweises Fahren entsteht. Die Stösse kommen besonders bei stark gespanntem Riemen sowie bei langsamer Fahrt und auf unebenen Wegen zur Geltung. Wie durch zahlreiche Versuche festgestellt ist, wird ein regelmässiger und sanfter Gang des Fahrzeuges selbst bei verschiedenen Geschwindigkeiten mit einem mehrzylindrigen, am besten mit dem Vierzylindermotor erzielt, und zwar dadurch, dass sich die Gasmenge, die ein gleichstarker Einzylindermotor erfordert, hier auf mehrere Zylinder verteilt, wodurch die Stärke der Explosion vermindert wird. Der Motor läuft sich dadurch auch weniger schnell heiss, so dass in den meisten Fällen Luftkühlung ausreichen dürfte, da Wasserkühlung sein Gewicht zu stark vergrössern würde. — Fig. 13 zeigt ein zweizylindriges Fahrzeug der *Wanderer-Fahrradwerke vorm. Winklhofer & Jänicke A.-G.* in Schönau bei Chemnitz. Der für 4 und 5 PS. hergestellte Motor ist samt seinen Zubehörteilen vom Fahrradrahmen umschlossen, dessen Bau derselbe wie beim einzylindrigen Fahrzeug geblieben ist. Durch das an das Steuerrohr anschliessende Verstrebungsdreieck widersteht er den stärksten Stössen.

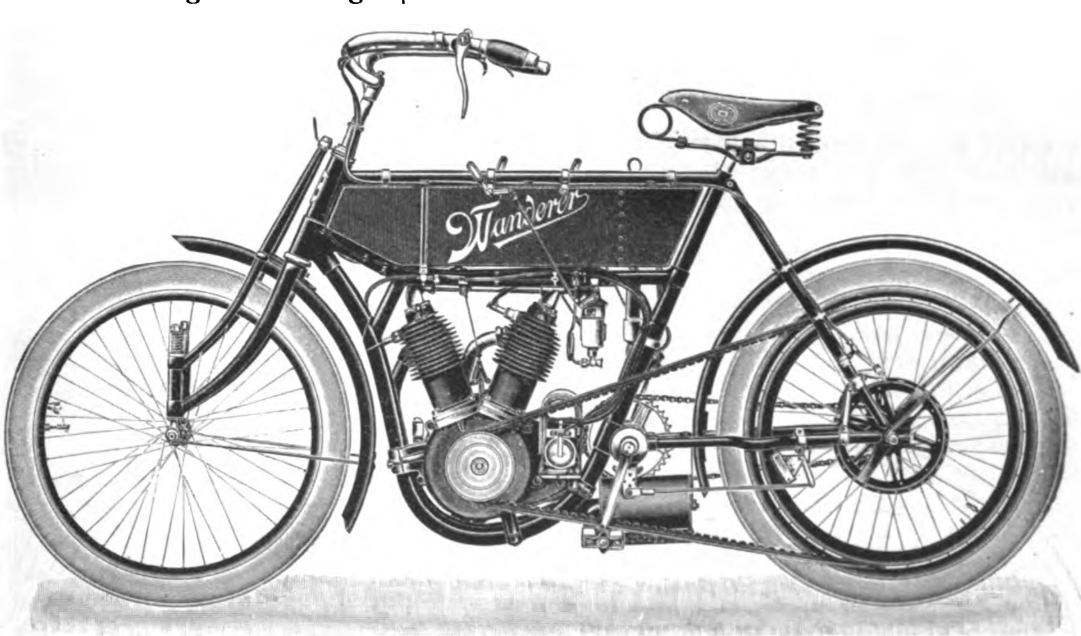


Fig. 13. Motorzweirad der Wanderer-Fahrradwerke vorm. Winklhofer & Jänicke.

Die beiden Zylinder, deren Kolbenstangen auf einer gemeinsamen Welle sitzen, sind in V-Form gegossen und besitzen mit Rücksicht darauf, dass durch gesteuerte Ansaugventile die Konstruktion der Ventilsteuerungen zu kompliziert ausfallen würde, selbsttätige Ventile. Ueber den Ansaugventilkegeln befinden sich in dem Gaszuführungsrohr Druckstifte in Hülsenführung, vermittelst welcher diese Ventile vor dem Anfahren durch einen Fingerdruck leicht loszustossen sind. Die Stosstifte für die Auspuffventilkegel werden von einem Doppelhebel gehoben, dessen beide Schenkel auf gemeinsamer Achse gelagert sind und dessen Enden mit Rollen auf den Nocken laufen.

Der Zündapparat besitzt *doppelte* Magneten und an seinem Unterbrecherring zwei Einkerbungen, wodurch Vor- und Nachzündung für beide Zylinder gleichzeitig reguliert wird. Der Benzinkasten fasst $8^1/_2$ Liter Benzin und etwa

$1^1/_2$ Liter Motoröl. Die Geschwindigkeit kann bei Anwendung des 5 PS.-Motors bis zu etwa 80 km i. d. Stde. gesteigert werden.

Um gleichmässige Verteilung des Gasgemisches zu erzielen, ordnen *Peugeot frères* in Valentigney (Doubs) bei ihrem $2^3/_4$ PS.-Zweizylindermotorfahrrad (Fig. 14), das *F. M. Bernhardt* in Dresden in den Handel bringt, den Vergaser zwischen den beiden Zylindern an. Letztere haben 55 mm Bohrung bei 70 mm Kolbenhub. Die Ansaugventile sind auch hier selbsttätige.

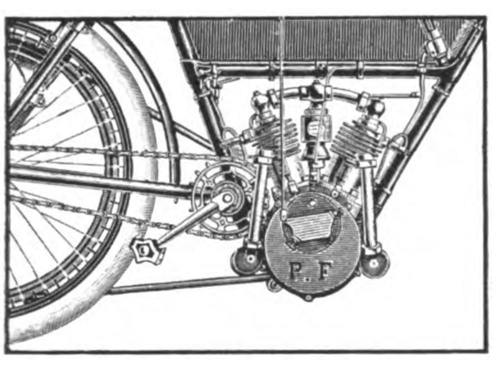


Fig. 14. Motorzweirad von Peugeot frères.

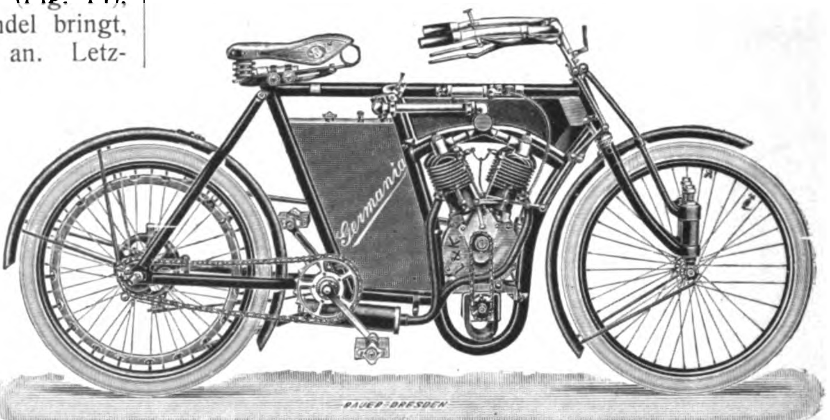


Fig. 16. Motorzweirad (System Laurin & Klement) von Seidel & Naumann.

Progress geht von der jetzt allgemein üblichen V-förmigen Anordnung der beiden Zylinder ab und stellt sie senkrecht *nebeneinander* (Fig. 15). Durch diese Anordnung wird nicht nur bessere Kühlung erzielt, sondern neben geringerer Abnutzung des Zylinders und Kolbens ist gleichmässigeres Arbeiten der Ventile gesichert. Letztere haben beim schrägliegenden Motor stets Neigung zum „Ecken“, hauptsächlich das selbsttätige Ansaugeventil.

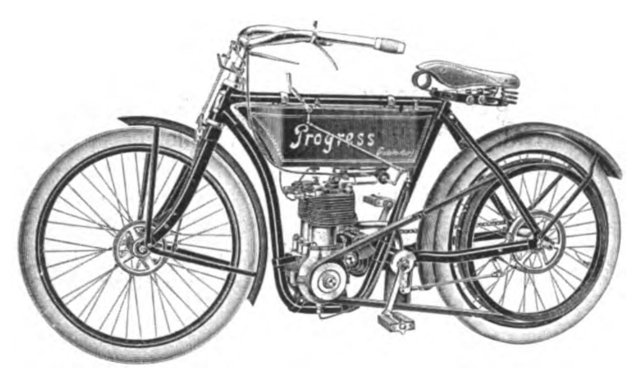


Fig. 15. Motorzweirad der Progress Motoren und Apparatenbau G. m. b. H.

Die Zündung ist magnet-elektrisch mit Abreissvorrichtung im Motorkopf. Dieselbe wird im Kapitel „Motoren“ gezeigt.

Der Oberflächenvergaser ist derselbe geblieben, welcher in D. p. J. 1903, **318**, S. 622 beschrieben ist.

Während nun bei all diesen Konstruktionen das Bestreben dahin geht, den Schwerpunkt durch eine möglichst tiefe Lage des Motors so weit wie möglich nach unten zu verlegen, tritt, wie Fig. 16 zeigt, bei dem Motorzweirad System *Laurin & Klement*, das die *Germania A.-G. vorm. Seidel & Naumann* in Dresden baut, das Gegenteil ein. Hier liegt der Schwerpunkt ziemlich hoch, denn bei dem geringen Gewicht dieser Fahrzeuge kommt dasjenige des Fahrers und dessen Schwerpunktslage fast allein zur Geltung. Wäre dieses nicht der Fall, so müsste ja das alte Hochrad viel schwerer zu balanzieren gewesen sein, als das heutige Niederrad, was nicht der Fall ist.

Wie nun aus der Figur ersichtlich, ist der magnetelektrische Zündapparat in einer Ausbuchtung des Rahmens unter dem Motorgehäuse angebracht. Der Anker dieses mit Abreissvorrichtung versehenen Zündapparates wird von der Kurbelwelle des $3^1/_2$ PS.-Motors mittels Kette angetrieben. Da der Motor nahezu die ganze Rah-

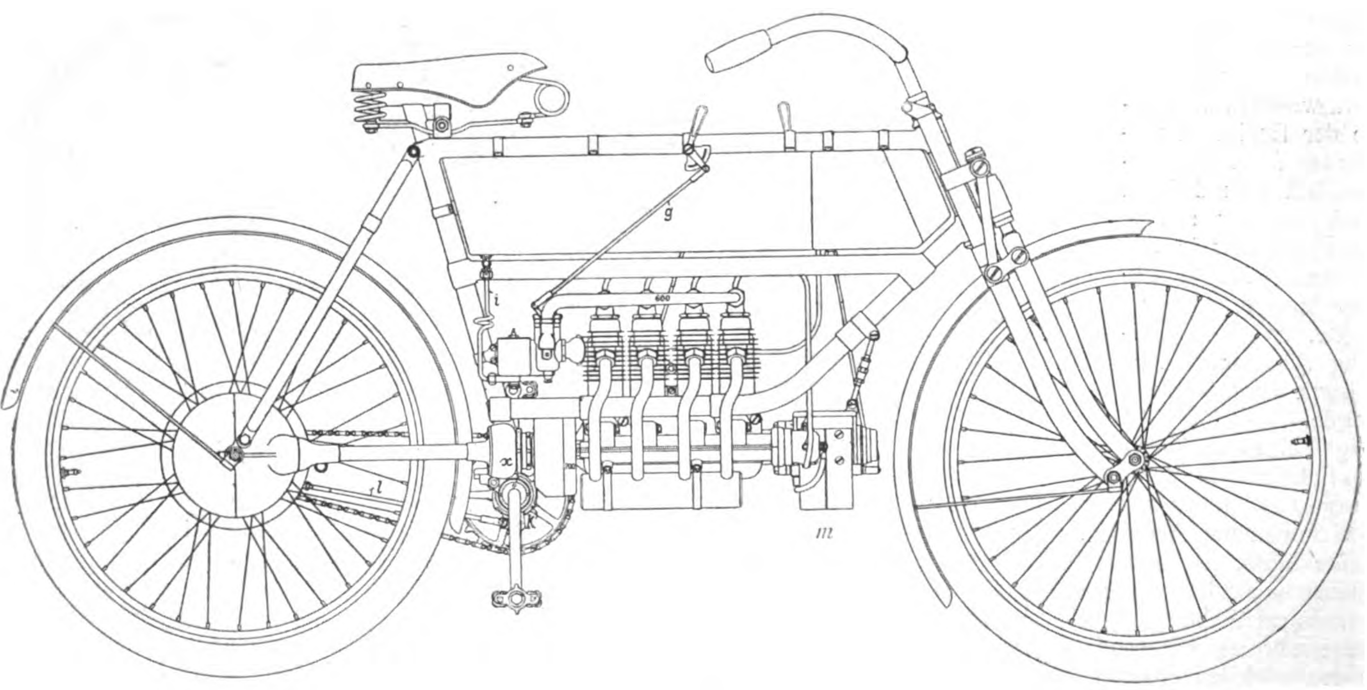


Fig. 17. Motorzweirad der Fabrique Nationale.

menhöhe einnimmt, ist der Oberflächenvergaser in den hinteren Teil des Rahmens verlegt, den er nahezu ausfüllt. Die gesamte Regelung des Motors erfolgt von der Lenkstange aus; ein Hebel rechts dient zum Anheben des Auspuffventils und Einschalten der Zündung, ein Nebenhebel drosselt die Gaszufuhr, während ein an der linken Seite befindlicher Hebel das Gemisch regelt.

Während beim *Zwei*zylindermotor im allgemeinen die Zylinder schräg stehen, sind sie beim *Vier*zylindermotor stets senkrecht in Richtung der Fahrt hintereinander angeordnet. Die Kolben arbeiten dabei auf eine gemeinsame Kurbelwelle, die ebenfalls längs der Fahrrichtung liegt.

Wie Fig. 17 an einem Fahrzeug der *Fabrique Nationale d'Armes de Guerre* in Herstel bei Lüttich zeigt, befindet sich der Vergaser bei dem Vierzylindermotor in der Nähe des letzten Zylinders, und das Ansaugrohr *600* ist von Zylinder zu Zylinder im Durchmesser so abgestuft, dass jeder Zylinder gleichviel Gasgemisch erhält. Jede halbe Umdrehung des Motors entspricht dem Hub eines der vier Kolben; die Kraftentwicklung erfolgt daher nicht nach je zwei Umdrehungen, sondern ist in vier gleiche Teile geteilt, wodurch ein fortgesetzt regelmässiges Arbeiten des Motors erzielt wird. Der Rahmen ist der Konstruktion des Motors entsprechend lang gehalten. Das Sattelstützrohr sowie das unten vom Gabelkopf ausgehende Rohr vereinigen sich nicht am Tretkurbellager selbst, sondern werden durch ein aus ovalen Rohren hergestelltes Gestell miteinander verbunden, in welchem der 3 PS.-Motor, auf den später näher eingegangen wird, gelagert ist.

Der Magnetapparat *m* ist vorn am Kurbelgehäuse angebaut, während das mit elastischer Kupplung versehene Schwungrad *200* (Fig. 18) am hinteren Ende sitzt und seine Umdrehungen auf das Hinterrad überträgt. Zu diesem Zwecke ist in eine Aussparung des Schwungrades die Mitnehmerscheibe *n*, welche auf das Achsenzahnrad *p* aufgeschraubt ist und durch die Gegenmutter *u* gesichert

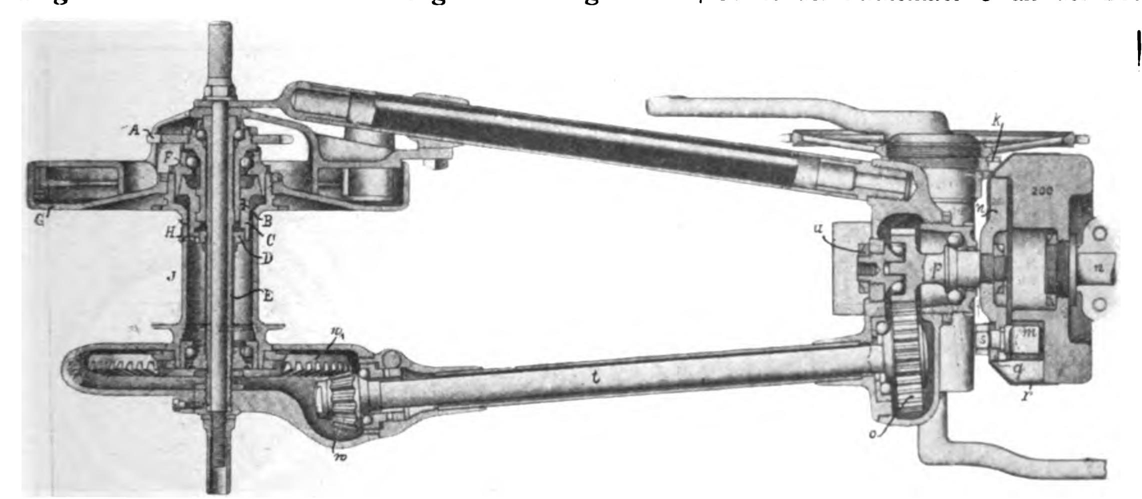


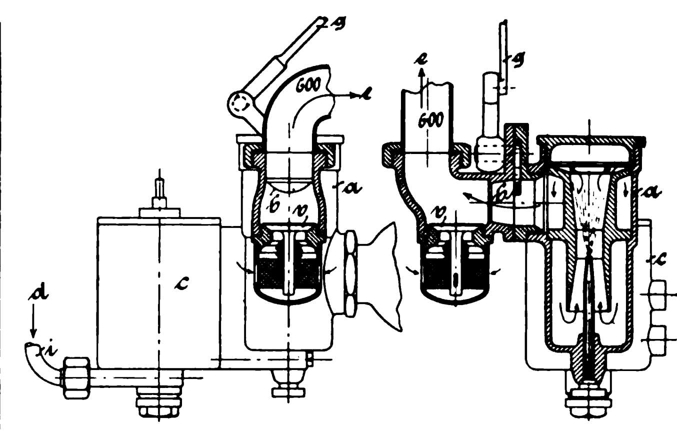
Fig. 18. Antriebsvorrichtung zum Motorzweirad der Fabrique Nationale.

wird, eingepasst. Diese Mitnehmerscheibe trägt drei durch die Mutter *s* befestigte Mitnehmerzapfen *m*.

Letztere besitzen zwei Abplattungen, die gleichen Abplattungen in den Lagern des Schwungrades entsprechen. Sie sind jedoch nicht in unmittelbarer Berührung mit dem Schwungrad, weil sonst bei der geringsten Verlangsamung der Motor vom Rade mitgeschleppt würde wodurch unangenehme Stösse entstehen, ganz abgesehen von der übermässigen Beanspruchung der einzelnen Teile.

In den Lagern sind rechtwinklig zu ihnen je zwei federnde Puffer *q* angebracht, zwischen die sich die Zapfen *m* einschieben. Damit nun, wenn der Motor die Scheibe, oder umgekehrt, die Scheibe den Motor mitnimmt, die Uebertragung der Bewegung nicht ruckweise, sondern allmählich erfolgt, sind Federn eingeschaltet, die bei der Bewegung der Puffer zusammengepresst werden. Die elastische Kupplung wird von dem Deckel *r* eingeschlossen. Der Antrieb des Hinterrades geschieht nun dadurch, dass das mit 18 Zähnen versehene Achsenzahnrad *p* seine Umdrehungen durch das mit 25 Zähnen versehene Zahnrad *o* vermindert auf die Transmissionswelle *t* überträgt. Diese besitzt an ihrem hinteren Ende das Kegelrad *w* mit 15 Zähnen, welches in das auf der Hinterradnabe sitzende Kegelrad w_1 mit 24 Zähnen eingreift.

Die Freilaufeinrichtung zum Ausschalten der Tretkurbeln befindet sich auf der Hinterachse *E*.



c. Schwimmergehäuse. d. vom Benzinbehälter. e. zum Motor.

Fig. 19. Vergaser der Fabrique Nationale.

Beim Vorwärtstreten dreht sich die Kettenradhülse *B*, wobei der auf ihrem rechten Ende befindliche Schraubengang in die Aussparung des Mitnehmers *C* eingreift und die Kettenradhülse mit der Hülse *F* auf der Nabe *J* kuppelt.

Das Kettenrad *A* ist fest mit der Hülse *B* verbunden; beim Anhalten der Tretkurbeln wird daher letztere sowie der Mitnehmer *C* an der Drehung verhindert und der Mitnehmer vom Zapfen *H*, der sich in der Rinne des Ringes *D* bewegt, aus seiner Kupplung mit der Radnabe herausgezogen, so dass sich jetzt das Rad frei dreht.

Zum Anhalten des Fahrzeuges dienen zwei Bremsen. Die eine wirkt beim Rückwärtstreten dadurch, dass eine an der Nabe des vorderen Kettenrades angebrachte Zahnscheibe *k* (s. auch Fig. 17) die Stange *l* betätigt, an deren Ende zwei Klemmbacken befestigt sind, welche auf die an der Hinterradnabe angebrachte Trommel *G* wirken. Die andere Bremse besteht aus zwei langen Bremsschuhen, welche sich an die Hinterradfelge anlehnen, wenn der links an der Lenkstange sitzende Hebel angezogen wird.

Um vorzubeugen, dass bei zunehmender Geschwindigkeit durch erhöhten Benzinzufluss das Gemisch zu reich wird, ist, wie aus Fig. 19 hervorgeht, in das Ansaugrohr *600* ein selbsttätiges Ventil *v* eingesetzt, das sich gemäss der vom Motor entwickelten Geschwindigkeit öffnet, so dass die Menge zugeführter Luft stets der letzteren entspricht. In der Konstruktion ähnelt dieses Ventil dem Ansaugventil. Die angesogene Luft wird durch ein im Deckel angebrachtes Drahtsieb gereinigt. Zwischen die-

sem Ventil und dem Vergaser *a* ist die Drosselklappe *b* eingeschaltet, die durch Hebel *g* betätigt wird.

Von dem im oberen Teile des Rahmens aufgehängten Behälter fasst der vordere Teil 2 Liter Schmieröl, der hintere dagegen 7 Liter Benzin, das durch die mit Hahn verschliessbare Röhre *i* zum Vergaser läuft. Das Oel wird mittels Pumpe in den Motor gedrückt.

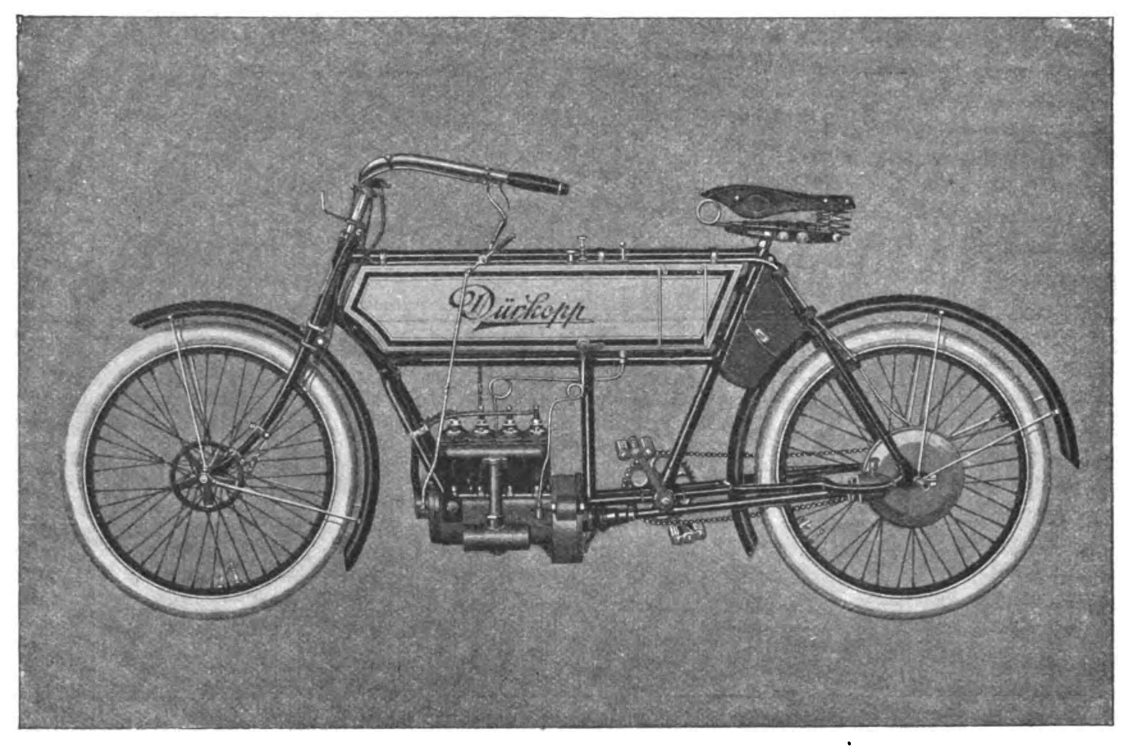


Fig. 20. Motorzweirad von Dürkopp.

Fig. 20 zeigt ein deutsches Fahrzeug der Vierzylindertype von der *Bielefelder Maschinenfabrik vorm. Dürkopp & Co.* in Bielefeld. Dasselbe zeichnet sich trotz seiner $4^1/_2$ PS. durch seine gefällige Form vom vorigen aus. Die Arbeitsweise und Kraftübertragung ist bei beiden die gleiche. Die Regulierung der Tourenzahl geschieht, ohne Verstellen des Drosselhahns, durch Aendern der Steuerung der Ansaugventile mittels verschiebbarer Nocken. Auch hier arbeiten die vier Zylinder auf eine gemeinsame Welle und treiben mittels Kegelräder und Welle, wie oben, das Hinterrad an. Der Magnetapparat ist unmittelbar in das hinten am Motor sitzende Schwungrad verlegt (s. D. p. J. 1903, **318**, S. 635, Fig. 60).

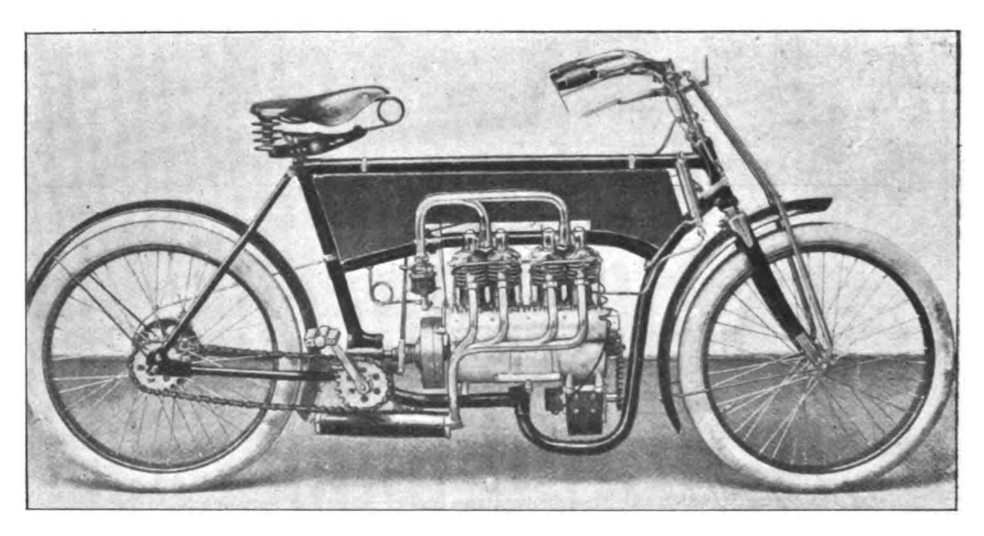


Fig. 21. Motorzweirad von Laurin & Klement.

Eine eigenartige Konstruktion zeigt das vierzylindrige Motorzweirad (Fig. 21) von *Laurin & Klement* in Jungbunzlau (Böhmen). Der 8 PS.-Motor ist wie der Zweizylindermotor (Fig. 16) hoch gelagert, was ausser dem dort angeführten Grund des Gleichgewichts noch den Vorteil hat, dass der Motor mehr dem Luftzug ausgesetzt und vor dem durch das Vorderrad aufgewirbelten Staub und Koth besser geschützt ist. Der magnet-elektrische Zündapparat befindet sich, im Gegensatz zu den beiden letzterwähnten, unten am Motor und wird wie beim Zweizylindermotor, Fig. 16, vom Rahmenrohr umgeben. Immerhin machen die *Laurin & Klement*schen Fahrzeuge durch ihre ganze Anordnung einen schwerfälligen Eindruck.

(Fortsetzung folgt.)

Brinells Untersuchungen mit seiner Kugelprobe.

1. Bestimmung der Fliessgrenze, Festigkeit und Dehnbarkeit von Eisen und Stahl.

Bei Bearbeitung seines umfangreichen Versuchsmaterials fand *Brinell*, dass möglicherweise eine bestimmte Beziehung zwischen Härtezahl ermittelt durch Eindruckversuche mit einer Stahlkugel[1]) und Festigkeit bestehen könne und es erschien ihm lohnend genug, hierüber plan-

[1]) s. D. p. J. 1903, **318**, S. 188.



mässige Versuche mit normal gewalztem, keiner weiteren Behandlung unterworfenen Material des *Fagersta*-Werks anzustellen.

Die Untersuchung erstreckte sich auf vierzehn Eisen- bezw. Stahlsorten mit Kohlenstoffgehalten von 0,09 bis 1,05 v. H. Jeder Sorte wurden Probestäbe für Zugversuche und Prismen für die Kugelprobe entnommen. Die Ausführung der Zugversuche übertrug *Brinell* der *Materialprüfungsanstalt der Technischen Hochschule zu Stockholm,* während er die Kugelproben selbst vornahm. Er bediente sich hierbei einer Kugel von 10 mm Durchmesser und einer Belastung von 3 t. Der Vergleich beider Untersuchungen ergab tatsächlich einen Zusammenhang zwischen Härtezahl und Zugfestigkeit der Probestäbe, der sich durch die Beziehung

$$\sigma_B = 0,35\ H$$

ausdrücken lässt, worin σ_B die Bruchspannung beim Zugversuch und H die Härtezahl (d. i. die spez. Flächenpressung bei der Kugelprobe) bedeuten. Wie die graphische Darstellung Fig. 1 zeigt, ergibt sich eine überraschende Uebereinstimmung der Linie σ_B, ermittelt aus den Zugversuchen mit der Linie σ_B', errechnet nach der obigen Gleichung. Wenn nachgewiesen werden kann, dass diese Ergebnisse, die zunächst nur für das genannte Material gelten, sich auch auf Eisensorten anderer chemischer Zusammensetzung übertragen lassen, so ist ihre Bedeutung für die Praxis nicht von der Hand zu weisen.

Zugversuche. δ Bruchdehnung.
σ_B Bruchgrenzen.
Kugelproben. σ_S Streckgrenzen.

Fig. 1. Vergleich der Werte für Streckgrenzen, Bruchfestigkeit und Bruchdehnung, ermittelt aus dem Zugversuch und durch die Kugelprobe.

Die Ersparnis an Zeit und Geld bei der Versuchsausführung und Probenbearbeitung dürfte sehr zu gunsten der Kugelprobe entscheiden, namentlich dann, wenn man sich mit Annäherungswerten begnügt; für genaue Festigkeitsuntersuchungen werden natürlich nur Zugversuche in Frage kommen.

Im Verfolg dieser Untersuchungen hat sich *Brinell* auch bemüht, ein Mass für die Fliessgrenze zu finden. Er ging von der Tatsache aus, dass beim Fliessen infolge der molekularen Veränderungen des Gefüges Erscheinungen an der Oberfläche auftreten, die man als „Fliessfiguren“ bezeichnet, oder aber dass wenigstens eine Trübung der ursprünglich blanken Oberfläche, eine sehr feine mit Lupe wahrnehmbare Krispelung derselben eintritt. Die Belastung, welche derartige auch äusserlich erkennbare Veränderungen hervorruft, kann als Streck- oder Fliessgrenze angesprochen werden.

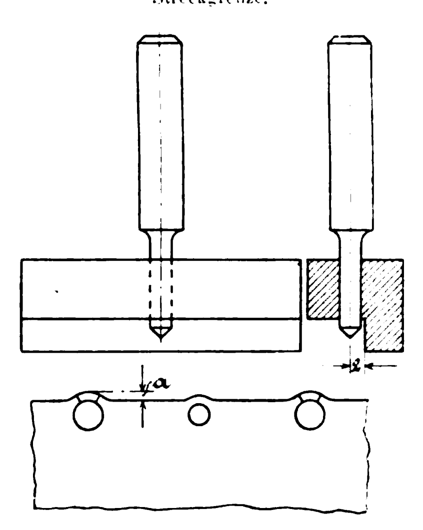


Fig. 2. Vorrichtung zur Festlegung des Druckpunktes für die Kugel, bei Bestimmung der Streckgrenze.

Fig. 3. Kugelprobe zur Bestimmung der Dehnung.

Die Versuchsausführung gestaltet sich wie folgt: Während bei der Härteprüfung die Kugel in reichlichem Abstande vom Rande eingepresst wird, geschieht dies zur Bestimmung der Fliessgrenze in einer Entfernung von nur 2 mm von dem vorher glatt und winkelrecht zur Druckfläche gefeilten Rande. Der Punkt, in dem der Eindruck erfolgen soll, wird mit Hilfe eines in einem Anschlagwinkel geführten Körners (Fig. 2) markiert und die Belastung solange gesteigert, bis die blanke Oberfläche in der Nähe des Eindrucks sich mit einem feinen Hauch überzieht, während sich gleichzeitig der Rand ein wenig ausbaucht. Die bis dahin erreichte Belastung dient als Mass für die Lage der Streckgrenze. Wie Fig. 1 zeigt, ergibt sich auch hier eine beachtenswerte Uebereinstimmung mit den Ergebnissen der Zugversuche, allerdings ist wohl anzunehmen, dass die Probe eine bedeutende Uebung des Beobachters erfordert, um in allen Fällen zu dem gleichen Ergebnis zu führen.

Schliesslich gelang es *Brinell* auch, einen Ausdruck für die Dehnbarkeit zu finden. Hierzu wird die Belastung nach Ermittlung der Streckgrenze weiter gesteigert, bis in der Ausbauchung des Randes ein Riss entsteht. Die Grösse der Ausbauchung bis zur Rissbildung, also die Strecke a (Fig. 3) gibt dann ein Mass zur Beurteilung der Dehnbarkeit.

Brinell setzte die gefundenen Werte in Beziehung zur Bruchdehnung beim Zugversuch und erhielt, wie aus Schaubild Fig. 1 hervorgeht, befriedigende Uebereinstimmung zwischen den Ergebnissen der Zugversuche und denen der Kugelprobe.

Die *Brinell*schen Ergebnisse bedürfen, wie bereits erwähnt, noch der Bestätigung. Besonders müsste untersucht werden, inwieweit sie durch die mehr oder minder grosse Sorgfalt der Versuchsausführung beeinflusst werden können.

Neben den geringeren Kosten würde in vielen Fällen der Umstand sehr zu schätzen sein, dass eine besondere Probenentnahme nicht nötig ist, sondern die Prüfung am fertigen Stück vorgenommen werden kann, ohne dass dasselbe zerstört wird. Die Qualität eines Dampfzylinderdeckels aus Stahlguss würde beispielsweise durch Eindrückversuche an geeigneten Stellen ermittelt werden können, ohne dass eine Zerlegung des wertvollen Stückes wie bei Entnahme von Probestäben für Zugversuche erforderlich wird.

2. *Prüfung von Gewehrlaufstahl.*

Die bisher übliche Prüfung von Gewehrlaufstahl durch Zugversuche in der *Längsrichtung* entspricht nicht der wirklichen Beanspruchung des Materials beim Schuss, denn hierbei erfolgt die Anstrengung nicht in der *Längsrichtung,* sondern in der *Querrichtung* und nicht *allmählich,* sondern *stossweise.*

Bei den hohen Anforderungen, die man genötigt ist in bezug auf Festigkeit und Streckgrenze an Gewehrlaufsmaterial zu stellen, ist es natürlich, dass man beide durch besondere Verfahren zu erhöhen sucht. Hierzu dient unter anderem das Kaltwalzen, ein Verfahren, das sehr gefährlich werden kann, wenn es zu weit getrieben wird, denn die Steigerung der Festigkeit in der Längsrichtung kann hierbei auf Kosten der Widerstandsfähigkeit in der Querrichtung geschehen, auf die es im vorliegenden Falle allein ankommt.

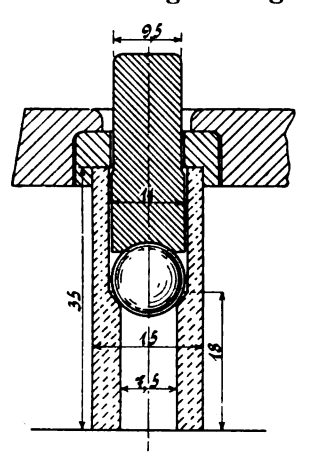


Fig. 4. Kugelprobe für Gewehrlaufstahl.

Durch solche Betrachtungen veranlasst, bildete *Brinell* ein Verfahren zur Prüfung von Gewehrlaufstahl aus, das sich den tatsächlichen Verhältnissen besser anpasst und die Widerstandsfähigkeit des Laufes gegen Aufplatzen, wie sie unter der Einwirkung der Pulvergase in Frage kommt, zu ermitteln sucht.

Dem zu prüfenden Gewehrlauf wird ein Abschnitt von etwa 35 mm Länge entnommen und die Bohrung bis zur Hälfte der Länge auf 11 mm durch Ausbohren erweitert, so dass der aus Fig. 4 ersichtliche Probekörper entsteht. Auf die den Uebergang zwischen beiden Bohrungen bildende konische Sitzfläche wird eine gehärtete Stahlkugel von 11 mm Durchmesser gelegt und unter Zwischenschaltung eines gehärteten Stahlzylinders der Wirkung eines 5 kg schweren Fallbären ausgesetzt.

Insbesondere ist Sorge getragen, dass der Probezylinder durch eine geeignete Führung gegen Umkippen gesichert wird. Die hierdurch bedingten Reibungsverluste dürften unerheblich sein.

Die Fallhöhe beträgt für den ersten Schlag 100 mm und wird für jeden weiteren Schlag um weitere 100 mm gesteigert. Nach jedem Schlage wird die Umfangserweiterung gemessen und das Verfahren so lange fortgesetzt, bis Aufreissen oder Bruch des Probekörpers erfolgt.

Brinell teilt die Ergebnisse mit zwei verschiedenen Sorten Gewehrlaufstahl mit, die sowohl auf Zugfestigkeit in der Längsrichtung als auf Widerstandsfähigkeit in der Querrichtung nach dem eben geschilderten Verfahren geprüft wurden.

Aus den in Tab. 1 zusammengestellten Ergebnissen geht hervor, dass die Werte für Streckgrenze, Bruchlast und Bruchdehnung bei beiden Sorten nahezu übereinstimmen, die Qualität des Materials in der Längsrichtung also bei beiden annähernd gleich ist. Dagegen zeigt die Schlagprobe nach *Brinell,* dass Sorte 1 bei weitem grössere Widerstandsfähigkeit gegenüber radialer Beanspruchung besitzt als Sorte 2. Sorte 1 verträgt 17 Schläge mit einer Gesamtschlagarbeit von 76,5 kgm ohne zu brechen, während Sorte 2 nur 7 Schläge mit 14,0 kgm insgesamt aushält. Sorte 1 zeigt zugleich grössere Zähigkeit, denn

Tabelle I.

Zugversuche und (Kugel) - Schlagprobe nach Fig. 4 mit Gewehrlaufstahl.

Prüfungsverfahren:	Bedeutung der Werte und Versuchsbedingungen.				Versuchsergebnisse für	
					Sorte 1 runder Querschnitt, nach dem *Fagersta*-Verfahren verdichtet	Sorte 2 sechseckiger Querschnitt, darch Kaltwalzen verdichtet
a) Zugversuche mit Längsstäben aus dem Lauf	Streckgrenze . . . . . . kg/qmm				65,5	65,9
	Zugfestigkeit . . . . . . „				87,3	88,7
	Bruchdehnung auf 100 mm . . v. H.				8,0	10,5
	Schlagzahl No.	Schlaghöhe m	Bärgewicht kg	Schlagarbeit mkg	Zunahme des Durchmessers in mm	Zunahme des Durchmessers in mm
	1	0,1	5	0,5	0	0
	2	0,2	5	1,0	0	0,01
	3	0,3	5	1,5	0.03	0,03
	4	0,4	5	2,0	0,10	0,08
	5	0,5	5	2,5	0,18	0,17
	6	0,6	5	3,0	0,30	0,29
	7	0,7	5	3,5	0,43	0,42
Schlagprobe nach *Brinell*	8	0,8	5	4,0	0,61	Bruch
	9	0,9	5	4,5	0,79	
	10	1,0	5	5,0	1,01	
	11	1,1	5	5,5	1,24	
	12	1.2	5	6,0	1,53	
	13	1,3	5	6,5	1,72	
	14	1,4	5	7,0	1,93	
	15	1,5	5	7,5	2,14	
	16	1,6	5	8,0	2,57	
	17	1,7	5	8,5	2,72	
	18	1,8	5	9,0	Bruch	
	Gesamt-Schlagarbeit ausschliesslich des letzten Schlages, der den Bruch herbeiführte:				76,5 mkg	14,0 mkg

die grösste Ausbauchung beträgt bei ihr 2,72 mm gegenüber 0,42 mm bei Sorte 2.

Die *Brinell*sche Schlagprobe stellt jedenfalls eine wertvolle Erweiterung der bisherigen Untersuchungsverfahren dar und dürfte sich ihrer Einfachheit und Zweckmässigkeit wegen bald einführen.[2]) (Schluss folgt.)

[2]) Interessant wäre ein Vergleich der *Brinell*schen Kugelprobe mit der in der Abteilung für Metallprüfung des Materialprüfungsamtes in Gross-Lichterfelde ausgebildeten sog. Oeldruckprobe, bei der Hohlzylinder aus dem Gewehrlaufstahl durch inneren Druck gesprengt werden. *Die Redaktion.*

Die Erzeugung von Glühlicht mit flüssigen Brennstoffen.

Vor kurzem ist in diesen Blättern über die Spiritusbeleuchtung auf der „Internationalen Ausstellung für Spiritusverwertung in Wien" berichtet worden (s. D. p. J. 1904, Bd. **319**, S. 569). Der Bericht zeigt, welch lebhafte Anstrengungen auf diesem Gebiete gemacht werden. In der Tat sind ja die wirtschaftlichen Interessen, welche von einer befriedigenden Verwertung der grossen von unserer Landwirtschaft gelieferten Spiritusmengen abhängen, ausserordentlich grosse. Bekannt ist auch, dass gerade der Spiritusverwertung von amtlicher und halbamtlicher Stelle lebhafte Förderung zu teil wird. Die Folge ist, dass das Spiritusglühlicht mehr und mehr in den Vordergrund getreten und die öffentliche Aufmerksamkeit in einem Grade von der Petroleumglühlichtbeleuchtung abgelenkt worden ist, die der letzteren Unrecht tut, da sie ebenfalls recht beachtenswerte Erfolge aufzuweisen hat. Vom allgemeinen Gesichtspunkte aus ist ihr ebenfalls Förderung und Gedeihen zu wünschen, da sie geeignet ist, ein Gegengewicht dagegen zu bieten, dass etwa nach völliger Einbürgerung des Spiritusglühlichts als eine monopolistische Preisstellung für Brennspiritus versucht werden sollte. Demjenigen, der sich an die Annehmlichkeiten einer beliebig an jeder Stelle der Wohnung zu benutzenden *Auer*lampe gewöhnt hat, bringt es gleichen Schaden, ob man ihm im Spiritusring den Brennspiritus oder im Petroleumtrust das Brennpetroleum verteuert. Am vorteilhaftesten wird er sich in der Rolle des tertius gaudeus befinden. Es soll also im folgenden das Petroleumglühlicht ebenfalls zu seinem Recht kommen.

Wie schon in dem oben erwähnten Bericht am Schlusse erwähnt, ist die Zahl der Spirituslampen gegenwärtig bereits Legion. Es ist daher keineswegs beabsichtigt, diese Legion durch Beschreibung weiterer Brenner zu vermehren, umsomehr, als auch die Brennerkonstruktion einer gewissen — sagen wir Mode unterworfen ist und die Neukonstruktionen eines gegebenen Zeitabschnittes grosse Familienähnlichkeit, wenig im Wesen verschiedenes aufweisen. Es erschienen vielmehr nutzbringend, die verschiedenen Brennersysteme, welche für die Erzeugung von Glühlicht aus flüssigen Brennstoffen vorgeschlagen worden sind, einer vergleichenden Besprechung in dem Sinne zu unterziehen, dass ihre technologische Verwandschaft und Verschiedenheit in die Erscheinung tritt und sich aus der Vergleichung ein klarer Einblick in das Wesen eines jeden Typs ergibt. Wir werden dabei wiederholt beispielsweise auf frühere Berichte zurückkommen. Anderseits glauben wir, dass eine solche kritische Besprechung einen nützlichen Leitfaden abgibt, um sich urteilend durch die unerschöpfliche Fülle der Erscheinungen hindurchzufinden, welche auf Fachausstellungen immer neu auftauchen.

Eine zur *Auer*beleuchtung, zum Beheizen eines Glühstrumpfs geeignete Flamme muss bekanntlich „entleuchtet" sein, d. h. mit blauer Flamme brennen, da eine selbstleuchtende, weisse Flamme den Glühstrumpf berussen würde. Das Leuchten der Flamme rührt davon her, dass die verbrennenden Kohlenwasserstoffe bei der Flammentemperatur in Kohlenstoff und Wasserstoff zerfallen und der Kohlenstoff erglüht, Licht aussendet.

Wir sehen beiläufig, dass auch das Licht der „selbstleuchtenden" Flamme Glühlicht ist, dass also im Grunde genommen die Bezeichnung „Glühlicht" für die *Auer*beleuchtung vorbeitrifft.

Die Entleuchtung geschieht, indem man den Kohlenwasserstoff, sei es Leuchtgas, Spiritusdampf, Benzin- oder Petroleumdampf vor der Entflammung mit ausreichenden Luftmengen mischt. Dadurch wird nach der Entflammung die Verbrennung so beschleunigt, dass es zu einem Zerfall von Kohlenstoff und Wasserstoff nicht erst kommt, also glühendes Licht aussendender Kohlenstoff in der Flamme nicht auftritt. Die Menge der zur Entleuchtung nötigen Luft hängt natürlich ab vom Kohlenstoffgehalt des angewendeten Brenndampfes; Spiritusdampf braucht zur völligen Entleuchtung am wenigsten, Gasolindampf mehr, Petroleumdampf am meisten Luftzumischung. Die Luftmengen, welche zwecks möglichst energischer Verbrennung des Kohlenstoffs *und* des Wasserstoffs jedem der drei Dämpfe zuzumischen sind, sind etwas andere, stehen aber in demselben Verhältnis. Diese längst bekannten Dinge sind nur des Zusammenhangs halber hier wiederholt.

Beim flüssigen Brennstoff muss nun der Blauflammenbildung, der Mischung mit Luft und Entflammung, stets eine Verdampfung der Flüssigkeit vorausgehen.

Alle Glühlichtbrenner für flüssige Brennstoffe weisen daher zwei Hauptteile auf: den zur Verdampfung des flüssigen Brennstoffs dienenden und den die Vermischung des Brennstoffdampfes mit Luft bewirkenden Teil.

Der denkbar einfachste Brenner für flüssige Brennstoffe, nämlich eine offene Schale, in welcher unter Fortfall einer Leitung die Verdampfung (und Verbrennung) unmittelbar am und über dem Brennstoffvorrat stattfindet, ist für die Glühlichtbeleuchtung nicht brauchbar, weil hier eine ausreichende Luftzumischung zwischen Verdampfung und Entflammung nicht möglich ist. Der die Verdampfung bewirkende Teil muss also bei Glühlichtbrennern wieder drei Hauptstücke aufweisen: einen Behälter für den Brennstoffvorrat, eine Verdampfungsstelle und eine verbindende Leitung.

Eine erste Gruppe von Glühlichtbrennern für Spiritus und Petroleum ist in der Art der gewöhnlichen Petroleumtischlampe gebaut, d. h. aus dem Vorratsbehälter führt der Docht, einem Bündel kapillarer Leitungen vergleichbar, den Brennstoff empor zur Verdampfungsstelle, dem oberen Dochtende. Die Verdampfungswärme wird von der über dem Docht brennenden Flamme geliefert.

Unterscheidend sind für die Dochtglühlichtbrenner hier lediglich die Einrichtungen, um dem an der Dochtstirn erzeugten Dampf die zur Entleuchtung ausreichende Menge Luft zuzumischen. Fig. 1—3 zeigen die hierzu wesentliche Anordnung bei drei bekannten Dochtbrennern für Spiritus: der erste von *Schuster & Baer*, der zweite von *Aschner*, der dritte von *Lehmann*. Da Spiritusdampf verhältnismässig wenig Luftzumischung zur völligen Entleuchtung braucht, so genügt es, zu beiden Seiten der Dochtstirn *a* rasche Luftströme *b c* einzuführen, welche mit dem dazwischen sich entwickelnden Dampf Wirbel bilden, sich also mischen. Um die Geschwindigkeit namentlich

des äusseren Luftstromes zu steigern, wird letzterer aussen von Brennerkappen mit nach oben abnehmendem Querschnitt *d* begrenzt.

Die Regelung der Flamme erfolgt wie bei den gewöhnlichen Petroleumlampen durch Auf- und Abschrauben

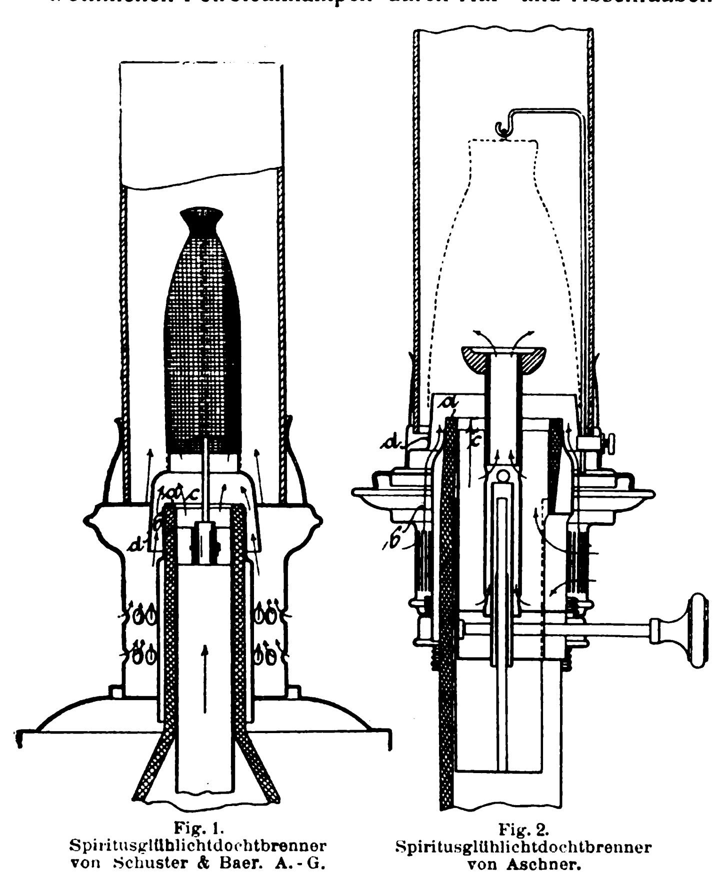


Fig. 1. Spiritusglühlichtdochtbrenner von Schuster & Baer. A.-G.

Fig. 2. Spiritusglühlichtdochtbrenner von Aschner.

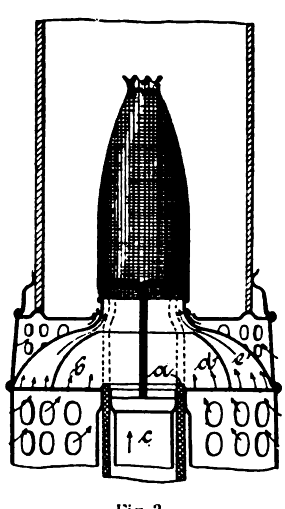
des Dochtes. Beim Brennen sind die Dochte viel weiter herausgeschraubt, als in den Skizzen gezeigt; bei Fig. 2 etwa bis in die Höhe des oberen Randes der Kappe *d*. Der scharfe Luftstrom, der an den freigelegten Dochtflächen entlang streicht, hält die Flamme dort so weit eingeschränkt, dass sie zur Unterhaltung der Verdampfung nur eben ausreicht. Erst oberhalb *d* tritt die volle Entflammung des Dampfluftgemisches ein.

Bei den Brennern nach Fig. 2 und 3 wird dem zuerst erzielten Dampfluftgemisch noch ein weiterer Luftstrom zugeführt, bei Fig. 2 von innen durch den hohlen Schaft der Brandscheibe, bei Fig. 3 von aussen zwischen der unteren Brennerkappe *d* und einer äusseren *e*.

Die Konstruktion des Spiritusdochtbrenners stösst auf folgende Schwierigkeiten: Die Verbrennungswärme des Spiritusdampfes ist verhältnismässig klein, es muss also zur Erzielung einer heissen Flamme eine reichliche Spiritusmenge verdampft werden. Damit diese von den Dochten herangeschafft werden kann, darf die Hubhöhe nicht zu gross sein, was dazu zwingt, die Entfernung der Flamme vom Behälter so klein zu machen, als es die auf der andern Seite drohende Gefahr einer zu starken Erhitzung des Behälters nebst Explosion erlaubt. Merkwürdigerweise liegt noch kein Versuch vor, bei Spiritusglühlichtlampen das Dochtrohr nicht nur aufwärts, sondern auch seitwärts, event. heberartig abwärts und dann aufwärts zu führen und so grössere Länge und Abkühlung des Dochtrohres mit geringer Hubhöhe zu verbinden. Auch eine Einrichtung wie bei den altbekannten Oellampen mit Mariotteflasche im Oelbehälter könnte vielleicht mit guter Wirkung versucht werden.

Die Spiritusdochtbrenner haben den Vorzug einfachster Bedienung und Instandhaltung, lassen sich auch wohl explosionssicher machen. Ihr Spiritusverbrauch ist aber erheblich höher als derjenige der später zu nennenden Spiritusbrenner mit Verdampfer. [1])

Bei den Dochtbrennern für Petroleumglühlicht gleicht der den Petroleumdampf liefernde Teil in den Grundzügen ebenfalls genau der gewöhnlichen Petroleumlampe. Die Entleuchtung der Flamme wird wie bei den Spiritusdochtlampen dadurch herbeigeführt, dass in dem von der Dochtstirn aufsteigenden Petroleumdampfstrom Wirbel erzeugt werden, welche zur Mischung mit der umgebenden Luft führen, nur dass der Petroleumdampf erheblich mehr Luft zugemischt erhalten muss, um eine entleuchtete Flamme zu



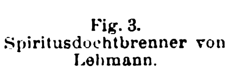


Fig. 3. Spiritusdochtbrenner von Lehmann.

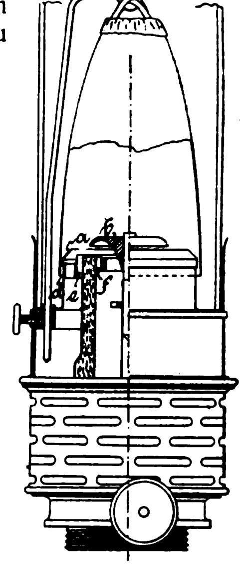
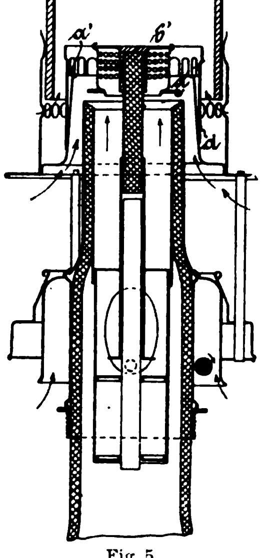


Fig. 4. Petroleumglühlichtbrenner von Nielson.

liefern. Infolge dessen stellt man, wie an Fig. 4 und 5 zu sehen, dem Dampfstrom Hindernisse in Gestalt von Flanschen *a* in den Weg, die teils an den innerhalb des Dochtrohrs sich befindenden Brandscheiben *b* (Fig. 4) oder Brandkapseln b^1 (Fig. 5), teils an den äusseren Brennerkappen *d* angebracht sind. Ausserdem werden rasche Luftströme wie bei den Spiritusbrennern durch die konische Form der Brennerkappen erzeugt und zur Dochtstirn geführt; teils



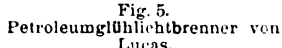


Fig. 5. Petroleumglühlichtbrenner von Lucas.

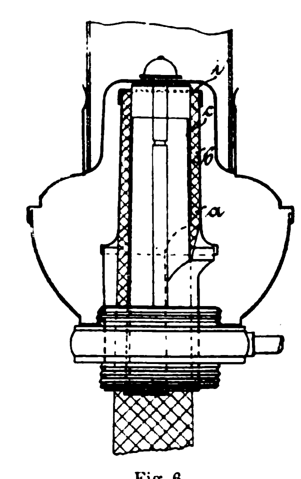


Fig. 6. Petroleumglühlichtbrenner von Spiel.

von aussen, durch die konischen Kappen *d* und Leitröhrchen *e* (Fig. 4), teils von innen; in Fig. 4 z. B.

[1]) In dem eingangs erwähnten Bericht über die Wiener Ausstellung ist der „Exquisitbrenner" als Spiritusdochtbrenner angeführt. Bei einem solchen darf eine Lichtstärke von 360 *Hefner*kerzen als ausgeschlossen gelten. Sollte 36 *Hefner*kerzen gemeint sein, so würde sich der Betrieb sechsmal so teuer stellen, als dort berechnet.

durch Leitröhrchen f und die pilzförmige Brandscheibe, in Fig. 5 dadurch, dass der in b^1 abgefangene Teil des inneren Luftstroms an der Decke von b^1 anprallt und durch die gelochte Seitenwandung austritt. Fig. 4 stellt den *Sarto*brenner von *Nielson*, Fig. 5 den von *Lucas* herrührenden Brenner der *Stobwasser-Gesellschaft* dar.

Die bei der Konstruktion der Petroleumglühlichtdochtbrenner auftretenden Schwierigkeiten sind andere wie bei den Spiritusbrennern. Die Gefahr einer übermässigen Erhitzung des Behälters ist, zumal bei Verwendung raffinierten Petroleums, nicht gross. Zwar ist die blaue Petroleumflamme sehr heiss, etwa 1800 ⁰ C., da aber der Glühlichtbrenner nicht mehr Petroleum braucht wie ein gewöhnlicher Petroleumbrenner gleicher Grösse, so kann das Dochtrohr, ohne den Docht zu überanstrengen, lang gemacht werden, um ihm genügende Kühlfläche zu geben. Zweckmässig wird es, wie in Fig. 5, recht frei gelegt. Schwierig ist aber die Herstellung des nötigen Zuges, da die enge Einschnürung der Luft- und Dampfwege um die Dochtstirn ein starkes Zughindernis bietet. Daher zeigen diese Lampen alle ein recht ansehnlich bemessenes Zugglas, das bis an die Grenzen des bei Zimmerlampen Erträglichen herangeht. Aber selbst dann ist die dem Petroleumdampf zugemischte Luft eben genügend zur völligen Entleuchtung. Wird das Gleichgewicht an irgend einer Stelle des Dochtumfangs gestört, z. B. dadurch, dass eine hervorragende Dochtfaser stärkere Dampfmengen aussendet als die Nachbarschaft, so erscheint über ihr eine weisse Stelle in der blauen Flamme, welche am Glühstrumpf Russ absetzt. Wenn nicht bemerkt, verschlimmert sich dies Uebel reissend. Beim Gebrauch ist also sorgfältigstes Glätten der Dochtstirn unerlässliche Bedingung, aber im Haushalt nicht immer durchzusetzen. Daher war es ein grosser Fortschritt, als man eine bei hellbrennenden Petroleumlampen längst bekannte, aber selten angewandte Massregel auf die Blaubrenner übertrug, nämlich die Dochtstirn teilweise oder völlig durch ein Bördel i (Fig. 6) am äusseren Dochtrohr zu bedecken und das innere Dochtrohr c kürzer zu machen als das äussere a. Nunmehr liegt der Docht an der Innenseite, also mit der gewebten, durch Schnitte unverletzten Oberfläche frei, die viel weniger zum Fasrigwerden neigt als die Dochtstirn, an der alle Fasern geschnitten sind. Die Flamme, die an dieser inneren Dochtfläche wurzelt, ist dem scharfen inneren Luftstrom ausgesetzt und wird durch diesen soviel abgekühlt, dass sie den Docht nur wenig zu verkohlen vermag.

Macht man noch das oberste Dochtende, wie dies z. B. bei dem hierher gehörigen *Schapiro*brenner (Fig. 7) der Fall, unverbrennlich, so kommt man tatsächlich ohne jedes Putzen des Dochtes aus (in grösseren Zeiträumen wird die unverbrennliche Dochtspitze ausgewechselt), eine ganz erhebliche Vereinfachung.

Eine weitere wichtige Verbesserung besteht darin, dass die Regelung der brennenden Dochtfläche nicht mehr durch Verstellen des Dochtes besorgt wird, sondern durch einen rohrförmigen Schieber c (Fig. 7), der die innere Dochtfläche mehr oder weniger bedeckt.

Beim Verstellen des Dochtes ist, wie man von der gewöhnlichen Tischlampe weiss, ein ungleiches Anheben des Runddochtes häufig, was bei dem Blaubrenner sofort zum Russen an der höher geschraubten Seite führt.

Von Brennern mit festem Docht und innerer Dochtfläche, welche am Markte sind, seien die Brenner von *Schapiro & Hurwitz* und von *Spiel* genannt.

Der Schwierigkeiten sind noch weitere zu überwinden. Bei längerem Brennen erhitzt sich nämlich das Dochtrohr, das im Docht aufsteigende Petroleum wird dünnflüssiger, wird rascher emporgesaugt und die Flamme vergrössert sich. Gleichzeitig nimmt aber die Luftförderung eher ab, so dass das Gleichgewicht zwischen Petroleumverdampfung und Luftzufuhr gestört wird und die Flamme zu russen beginnt. Man sagt: „der Brenner zieht nach". Abhilfe sucht man teils durch Kühlung des Dochtrohres, teils durch nachträgliche Vergrösserung der Luftförderung. Dem ersten Zwecke dienen möglichst dünne Dochtrohre, luftiger Einbau des Dochtrohres und die Verwendung von schlecht wärmeleitendem Metall, z. B. Neusilber, zu den Blaubrenner - Dochtrohren. Der letzte Vorschlag stammt von *Rubinstein* (Orsabrenner).

Auch das neusilberne Dochtrohr war bei Hellbrennern ebenso wie der innen brennende Docht nicht unbekannt; was aber bei den Hellbrennern eine zwar nützliche, aber entbehrliche Zutat war, stellt bei den soviel empfindlicheren Blaubrennern eine erhebliche Verbesserung dar. Das andere Mittel gegen das Nachziehen ist das nachträgliche Vermehren der Luftzufuhr.

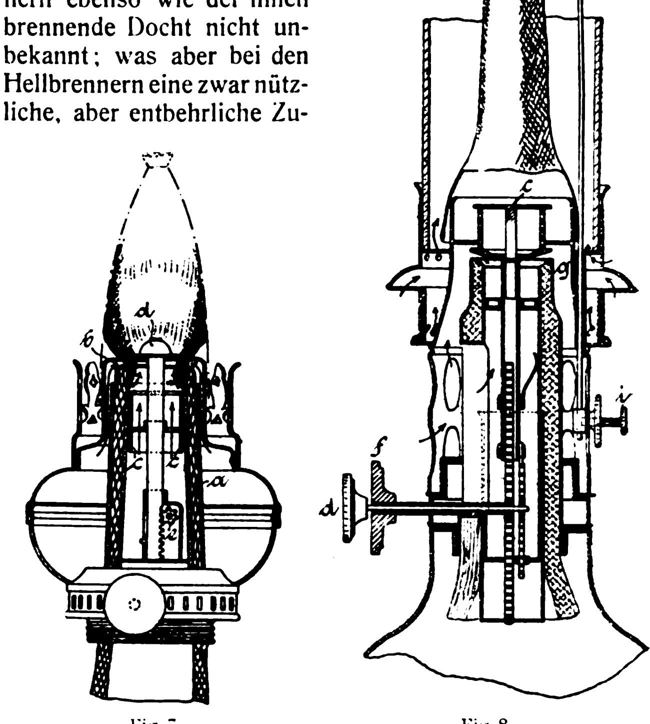


Fig. 7. Petroleumglühlichtbrenner von Schapiro.

Fig. 8. Petroleumglühlichtbrenner von Poeffel.

Bei dem Brenner von *Poeffel* (Fig. 8), der unter dem Namen „Stellabrenner" vertrieben wird, ist z. B. die Brandkapsel c durch den Trieb d, der Docht g durch den Trieb f, der Strumpf mit dem Träger mittels der Stellschraube i während des Brennens verstellbar. Alle drei Einstellungen können zur Ausbalanzierung zwischen Brenndampf und Luft verwendet werden. Doch ist nicht zu verkennen, dass die Notwendigkeit, mehrere Brennerteile einzustellen, so tadellos auch der so durchführbare Lampenbetrieb sein mag, doch eine gewisse Unbequemlichkeit im Gebrauch darstellt. Eine sehr einfache und wirksame Regelung ist von *Schapiro* bei dem schon oben erwähnten Brenner (Fig. 7) angegeben. In dem feststehenden Docht a mit der inneren Brennfläche b steckt der Regelungsrohrschieber c. Mit dem Schieber, welcher durch den Trieb e bewegt wird, ist nun fest die Brandscheibe d verbunden. Sie wird also gesenkt, wenn die Brennfläche des Dochtes vermehrt, gehoben, wenn die Flamme verkleinert wird. Die Einrichtung erscheint zunächst paradox; die theoretische Begründung ihrer tatsächlich guten Wirkung würde zu weit führen. Die zweckmässigste Einstellung wird im Anfang durch Probieren ermittelt und durch einen einstellbaren Anschlag bis auf weiteres festgelegt.

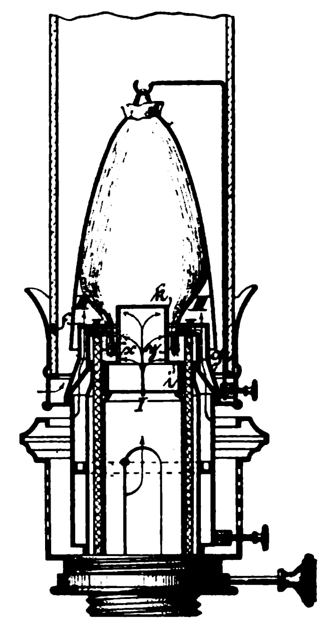
Die Petroleumdocht-Glühlichtbrenner geben ein aus-

serordentlich billiges Licht, wie aus der folgenden, auszugsweise nach *Lummer* wiedergegebenen Tabelle hervorgeht.

Wenn also in den Tageszeitungen die Ankündigungen besagen: „Spiritusglühlicht billiger als Petroleum“, so ist dabei stillschweigend vorausgesetzt, dass der Preis der Lichteinheit (Kerze) Spiritusglühlicht, und zwar erzeugt mit den noch zu besprechenden Verdampferbrennern, verglichen ist mit dem Preis der Lichteinheit, erzeugt durch eine gewöhnliche mit leuchtender Flamme brennende Petroleumtischlampe. Die Lichteinheit bei den Petroleumdocht-Glühlichtbrennern aber ist so billig wie beim *Auer*licht, welches zu den billigsten Lichtquellen überhaupt gehört. Anderseits sind die Petroleumdocht-Blaubrenner lange an unzähligen Krankheiten leitende Schmerzenskinder gewesen und daher etwas in Verruf gekommen. Doch haben diese Brenner entschieden Fortschritte gemacht. Der feststehende, oben unverbrennliche Docht, der kein Beschneiden und Putzen erfordert, die einfache Einstellung des Brenners durch den mit der Brandscheibe verbundenen Rohrschieber machen z. B. die Bedienung des *Schapiro*brenners sehr einfach. Wir haben denselben, mit einer guten Petroleumsorte beschickt, 14 Stunden hintereinander tadellos brennen können, ohne andere Wartung während dieser Zeit, als eine einmalige Auffüllung des Bassins. Auch die Brenner der *Stobwasser-Gesellschaft,* die Brenner von *Spiel*, der *Orsa*brenner sollen brauchbar sein.

Lichtart	Materialpreis	1 Kerzenstärke (räuml. Lichtstärke) erfordert pro Stunde		Die Betriebsstunde kostet (nach *Wedding*)	
		Menge	Preis	bei einer Lampe von räumlicher Kerzenstärke	Pf.
Gasglühlicht	1000 l Gas = 0,13 M.	2 l	0,026 Pf.	52,3	1,39
*Bremer*licht	1000 Wattstund. = 0,50 M.	0,6 Wattstdn.	0,02 „	—	—
Petroleumglühlicht . .	1000 g Petroleum = 0,23 M.	1,3 g	0,03 „	—	(Eine Lampe von 50 Kerzen würde 1,5 Pf. erfordern.)
Spiritusglühlicht . . .	1000 g Spiritus = 0,35 M.	2,5 g	0,09 „	42,9	3,78
Gew.Petroleumflamme[2]	s. o.	—	0,08 „	13,2	1,09
Kohlefaden-Glühlampe	1000 Wattstund. = 0,50 M.	2,8—4 Wattstdn.	0,14—0,20 Pf.	34,6—12,8	4,16—2,36 bei 0,12—0,18 Kerzenpreis
*Nernst*lampe	v. v.	2,0 Wattstdn.	0,10 Pf.	—	—
Acetylen	1000 l = 1,50 M.	1,0 l	0,15 „	—	—

Wie schon einleitend zu den Petroleum-Blaubrennern gesagt ist, wird die nötige Luftzumischung zum Petroleumdampf nicht nur durch die wirbelbildenden Flansche und dergl. besorgt, sondern auch dadurch, dass durch Einengung der Luftwege in der Nähe der Dochtstirn die Geschwindigkeit der um die Dochtstirn sich bewegenden Luftströme erhöht wird. Diese Luftströme kühlen zugleich die Flammenwurzel so weit ab, dass ein Zerfall der Kohlenwasserstoffdämpfe unter Kohlenstoffabscheidung nicht eintritt, dass also Zeit zu gründlicher Durchmischung des Brenndampfes mit Luft gewonnen wird und dass nach völliger Entflammung die Verbrennung eine rasche, eine Blauflammenverbrennung ist. Die Dämpfung der Flammenwurzel findet nun bei dem in Fig. 9 dargestellten Brenner von *Adam* nicht durch reichliche, sondern umgekehrt durch starke Beschränkung der Luftzuführung statt. Zu der innen freiliegenden Dochtfläche *x* vermag nämlich Luft nur durch die Löcher der Siebkapsel *k* zu dringen, in so bemessenen Mengen, dass sie zur Verbrennung der bei *x* sich entwickelnden Petroleumdämpfe nicht ausreichen. Die oberhalb der Schulter *i* etwa in der Mitte zwischen der Wandung von *k* und der Dochtfläche *x* entstehende Flamme brennt also in einem Raume *y* mit beschränkter Luftzufuhr; sie ist eine Schweelflamme und entlässt einen grossen Ueberschuss unverbrannten Dampfes nach oben, welcher nach weiterer Zumischung von Luft durch die Ströme *I* (aus *k*), *II* und *III* (zwischen *f* und *g*) die voll entwickelte Blauflamme zur Beheizung des Strumpfes liefert. Der Brenner ist insofern interessant, als er den Uebergang von den Dochtbrennern zu einer neuen Familie, den Schweelbrennern, bildet.


Fig. 9. Petroleumglühlichtbrenner von Adam.

(Schluss folgt.)

[2]) nach *Wedding*.

Automatisch arbeitendes Geschütz.

Von **Gustav Schatzl von Mühlfort.**

Die bisher angewandten Systeme von Schnellfeuergeschützen beschränken sich bei der Erreichung einer tunlichst hohen Feuergeschwindigkeit einerseits auf die Anbringung eines rasch funktionierenden Verschlusses am Rohre selbst und anderseits auf eine möglichst weitgehende Hemmung des Rücklaufes.

Die im Rückstoss aufgespeicherte Arbeit wird nicht weiter nutzbringend verwertet und geht für die beim Gebrauch der Geschütze erforderlichen Massnahmen verloren.

Die vorliegende Erfindung bezweckt nun die im Rückstosse aufgespeicherte Arbeit zu verwerten und von dieser das Oeffnen des Verschlusses, das Auswerfen der ausgeschossenen Patronenhülse und nach Einbringung einer scharfen Patrone von Hand, das Einführen der Patrone in ihr Lager, das Schliessen des Verschlusses und erforderlichen Falles auch das Abfeuern des Schusses besorgen zu lassen.

Die Erfindung umfasst Geschützrohre aller Art, gleichviel aus welchem Material sie bestehen, welchen Zwecken sie dienen und welches Kaliber sie besitzen.

Die Erfindung ist in Fig. 1—3 in zwei verschiedenen Längsschnitten und Arbeitsstellungen dargestellt.

Als Beispiel wurde das Rohr eines 7,5 cm Feldgeschützes gewählt. Das selbsttätig arbeitende Geschütz besteht aus dem Rohre mit dem Verschluss, dem Gehäuse mit der Führung für das Rohr, den Federgarnituren, dem Schlossmechanismus mit der Vorrichtung zum Zurückholen des Rohres vor Abgabe des ersten Schusses, und einer Lafette mit Sporn oder sonstiger Bremse. Das Rohr *a* führt sich mit doppelten Nasenleisten *b* auf den Gleitflächen *c* des Gehäuses *d*. Am vorderen und unteren Teile des Rohres ist mit diesem fest verbunden eine starke symmetrisch gestaltete Brille *e* angebracht, die mit ihren Bohrungen auf zwei Führungsstangen *f* läuft und auf diesen eine hin- und hergehende Bewegung annehmen kann. In zwei parallelen Nuten *g* dieser Brille ist der gegabelte Hebel *h*, der den Verschlussblock *i* trägt, auf zwei eingeschraubten Bolzen schwingend gelagert. Die Brille *e* ist in ihrem mittleren Teile prismatisch durchbrochen und trägt an der unteren Fläche den als Rast dienenden Stahlwinkel *k* eingeschoben und angeschraubt.

Am unteren und rückwärtigen Teile des Rohres befindet sich der Patronenauswerfer *l*, der bei der Aufwärtsbewegung des Verschlussblockes *i* gespannt wird. Seine Auslösung erfolgt, sobald die Ladeöffnung genügend freigegeben ist, durch den Anschlag der Sperrklinke *m* an den Rahmen *n*.

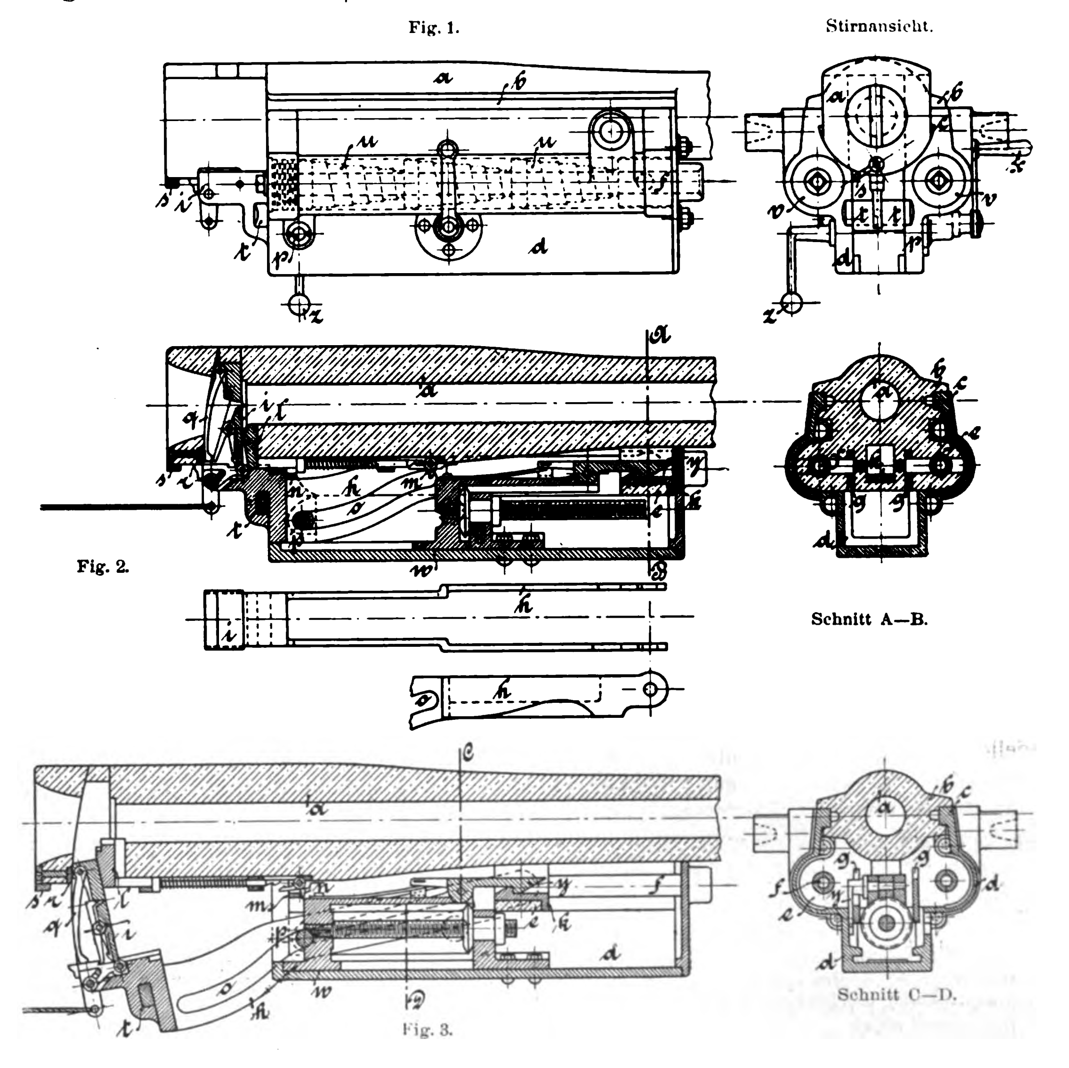
Der gegabelte Verschlusshebel *h* trägt in seinen beiderseitigen Wänden die kurvenartigen Schlitze *o*, die sich an einem im Gehäuse fest gelagerten Bolzen *p* führen.

Im Verschlussblocke *i* ist die Perkussionsvorrichtung, welche die Zündkapsel im Boden der Patrone losschlägt, untergebracht; die Spannung des Schlosses erfolgt durch einen Spannhebel *q*, der an einer vorstehenden Warze *r* des Abfeuerungsriegels *s* streift, die selbsttätige Auslösung des Schlosses durch Drehung des Daumens am Abfeuerungsriegel *s* nach rechts.

Unter dem Verschlussblock *i* steckt im massiven Teile des Verschlusshebels *h* ein Querkeil *t*, der beim Rückprall des Rohres lediglich dessen Bewegung begrenzt und die Deckelschrauben des Gehäuses entlastet.

Das Gehäuse *d* hat den aus der Zeichnung ersichtlichen Querschnitt. Im beiderseitigen muldenartigen Teile des Gehäuses sind die Führungsstangen *f* festgelagert, auf diesen stecken je eine Reihe von Federn irgendwelcher geeigneter Form. In der Zeichnung sind je drei Pufferfedern vorgesehen, die sich selbst wieder in ihrem rückwärtigen Teile in eigenen Führungsstellern lagern. (Man kann selbstredend auch eine kleinere oder grössere Anzahl von Federn auf einer beliebigen Zahl von Führungsstangen anwenden. Mehr Federreihen anzuordnen hätte den Nachteil, dass das Gehäuse plump ausfällt, den Vorteil, dass mehr Federn von geringerer Ausdehnung angebracht werden können, der noch wirksam bleibende Rest der Rückstossarbeit kleiner ausfällt, das Rohr von dem Gehäuse ganz umfasst wird und die Achse der Schildzapfen mit der Rohrachse genau zusammenfällt). Das Gehäuse trägt in seiner rückwärtigen Wand die für die Einbringung der Pufferfedern *u* erforderlichen Oeffnungen, die durch starke Deckel *v* verschliessbar sind.

Im mittleren trogartigen Teile des Gehäuses ist der Schlossmechanismus mit der Vorrichtung zum Zurückholen des Rohres vor Abgabe des ersten Schusses untergebracht. Ein Schlitten *w*, der mittels einer an der rechten Gehäusewand gelagerten Kurbel *x*, einem Kegelräderantrieb und einer flachgängigen Schraubenspindel angetrieben werden kann, trägt oberhalb auf seiner weit ausladenden Wand die Sperrklinke *y*, die sich längs der linken Gehäusewand in die Abzugstange verlängert. Die Sperrklinke *y* ist federnd angeordnet. Das rückwärtige Ende der Abzugstange reicht unter den Daumen des Abzughebels *z*, der an der linken Gehäusewand angebracht ist.



An den Wänden des Gehäuses befinden sich die Schildzapfen.

Vorn ist das Gehäuse durch einen aufgeschraubten Deckel geschlossen.

Die Wirkung des Geschützes ist die folgende:

Durch den beim Schuss entstehenden Rückstoss bewegt sich das Rohr *a* nach rückwärts. Die mit demselben verbundene Brille *e* drückt auf die auf den Führungsstangen *f* gelagerten Federn *u* ein und schiebt diese soweit zusammen, bis die Rast *k* der Brille in die Klinke *y* einfällt und festgehalten wird. Mit der Einleitung der

Rückwärtsbewegung bewegt sich aber gleichzeitig der Verschlusshebel *h* und zwar zunächst geradlinig und hierauf, entsprechend seinen Kurven *o*, nach abwärts und öffnet den Verschluss *i*. Innerhalb derselben Zeit geht der gespannte Patronenauswerfer mit dem Rohre nach rückwärts bis am Ende der rückläufigen Bewegung der Arm des Sperrwinkels *m* an den Rahmen *n* anschlägt und damit die Patronenhülse ausgeworfen wird. Ferner bewegt sich der Verschlussblock *i* nach abwärts und spannt selbsttätig das zur Abfeuerung der Patrone dienende Perkussionsschloss, welches durch Anschlag seiner aus dem Block vorstehenden Stange an den in die senkrechte Stellung gedrehten Abzugriegel *s* selbsttätig ausgelöst werden kann.

Nun wird die scharfe Patrone eingeführt; sie braucht nicht in ihr Lager eingedrückt zu werden, weil diese Arbeit durch die Bewegung des Verschlusses selbst besorgt wird.

Ein Zug an dem Abzughebel *z* bewirkt eine Drehung des Hebdaumens, durch welchen die Stange gehoben und die Sperrklinke *y* ausser Eingriff mit der Rast *k* gebracht wird. Es schnellt nun das Rohr vor, hierbei die Patrone eindrückend und den Verschluss schliessend.

Soll das Geschütz für den ersten Schuss geladen werden, so wird die Kurbel *x* solange nach links gedreht, bis die Klinke *y* in die Rast *k* einfällt; die nun einzuleitende Rechtsdrehung der Kurbel *x* bewirkt denselben Vorgang, wie er sonst vom Rückstoss selbst besorgt wird.

Bücherschau.

Die Fabrikation der flüssigen Kohlensäure. Von Dr. *E. Luhmann*. 204 Seiten mit 69 Abbildungen. Berlin, 1904. Max Brand & Co.

Eine Reihe von Aufsätzen, die der Verfasser 1904 in der „Zeitschrift für die gesamte Kohlensäure-Industrie" veröffentlichte, sind hier in der äusseren Form eines Buches herausgegeben. An der Hand zahlreicher Abbildungen beschreibt er die Gewinnung der Kohlensäure, ihre Prüfung, Reinigung und Verflüssigung; auch über Transportwagen, Reduktionsventile, Wägevorrichtungen usw. gibt er ausführlichen Bescheid.

Aus dem reichen Inhalt war mir die Angabe von *Luhmann* besonders bemerkenswert, dass auf künstlichem Wege Kohlensäure am besten aus Koks nach dem Verfahren von *G. A. Schütz* in Wurzen i. D. gewonnen wird; hier soll man mit Aufwand von kaum 1 kg westfälischem Zechenkoks 1 kg flüssiger Kohlensäure erhalten. Leider ist der Verfasser verhindert, über dieses Verfahren nähere Angaben zu machen.

Die theoretischen Erörterungen lassen zu wünschen übrig.

Bei der Besprechung der gasanalytischen Methoden hätte statt der unbequemen und veralteten *Winkler*schen Bürette (nicht „Büvette", wie *Luhmann* schreibt), die in ihrer Einfachheit unübertreffliche *Honigmann*sche Bürette und der allbekannte *Orsat*-Apparat eine Beschreibung verdient. Dr. *Kurt Arndt*.

Maschinenelemente. Ein Leitfaden zur Berechnung und Konstruktion der Maschinenelemente für technische Mittelschulen, Gewerbe- und Werkmeisterschulen, sowie zum Gebrauch in der Praxis. Von Ingenieur *Hugo Krause*. Berlin, 1905. Julius Springer.

Ein inhaltreiches, viel umfassendes Werk liegt hier vor, in welchem der Verfasser bemüht ist, dem Lernenden die Grundlagen der Berechnung möglichst klar vor Augen zu führen, und den Gebrauchswert der behandelten Maschinenelemente mit treffenden Bemerkungen festzustellen.

Bei Behandlung von Achsen und Wellen wäre etwas eingehendere Verarbeitung des Materials unter Rücksicht auf moderne Ausführungen vorteilhaft. Dafür hätte manches veraltete, was, wenn auch nur in geringem Umfang, beim Studium der mannigfachen Quellen mit übernommen wurde, fortbleiben können.

Im ganzen ist anzuerkennen, dass es dem Verfasser gelungen ist, aus dem vorhandenen Material das vorwiegend beachtenswerte auszusichten, und somit das im Vorwort gegebene Versprechen betreffend Inhalt und Preis seines Werkes, einzulösen. Das Buch dürfte sich bald in grösseren Kreisen den verdienten Eingang sichern.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Die neueste Entwicklung der Wasserhaltung. Von Professor *Baum*, Berlin. Versuche mit verschiedenen Pumpensystemen. Bericht der Versuchskommission, erstattet von Professor *Baum*, Berlin, unter Mitarbeit von Ingenieur Dr. *Hoffmann*, Bochum. Berlin, 1905. Julius Springer. Preis geh. 4 M.

Die Einrichtung elektrischer Beleuchtungsanlagen für Wechsel- und Drehstrombetrieb. Von *Richard Bauch*, Konsultations-Ingenieur. Mit 160 Abb. Leipzig, 1905 Oskar Leiner. Preis geh. 8 M., geb. 9,25 M.

Lehrbuch der Baumaterialienkunde zum Gebrauche an Technischen Hochschulen und zum Selbststudium. Von *Max Foerster*, Ord. Professor für Bauingenieurwissenschaften an der Kgl. Sächs. Technischen Hochschule zu Dresden. Mit 47 Abb. Heft II, erste Lieferung: Die künstlichen Steine. Erster Teil. Leipzig, 1905. Wilhelm Engelmann. Preis geh. 5 M.

Sammlung Göschen: Technische Wärmelehre (Thermodynamik). Von *K. Walther* und *M. Röttinger*, Digl.-Ingenieueren. Mit 54 Abb. Leipzig, 1905. G. J. Göschen. Preis geb. 80 Pf.

Die Appretur der Baumwollgewebe. Von *Joseph Depierre*, Chemiker, Officier de l'Instruction publique. Mit 281 Abb., 12 Tafeln, 112 Stoffmustern und 16 Papiermustern. Zweite vermehrte und verbesserte Auflage nach der dritten französischen Ausgabe. Wien, 1905. Karl Gerolds Sohn. Preis geb. 40 M.

Der Betrieb der Steinkohlenbergwerke. Von *Ch. Demanet*, Belgischer Regierungs - Bergingenieur und ehem. Kohlengruben - Direktor. Herausgegeben von Dr. *W. Kohlmann* und *H. Grahn*, Bergassessor und Lehrer an der Bergschule zu Bochum. Mit 627 Abb. Zweite vermehrte Auflage. Braunschweig, 1905. Friedrich Vieweg & Sohn. Preis geh. 16 M., geb. 17.50 M.

Manuel de la Machine à Vapeur. Par *Edouard Sauvage*, Professeur à l'Ecole nationale supérieure des Mines et au conservatoire national des arts et Matiers. Avec 250 fig. Paris, 1905. Successeur de Baudry & Cie. Preis geb. 10 fr.

Teoria e Pratica della Costruzione del Ponti in Legno, in Ferro, in Muratura. *A. F. Jorini*, Professore nel R. Istituto Technico Superiore di Milano. Con 260 Fig. Intercalate nel Testo. Milano, 1905. Ulrico Hoepli.

Gross-Gasmaschinen. Von Dr. *A. Riedler*, Kgl. Geh. Regierungsrat und Professor. Mit 130 Abb. München, 1905. R. Oldenburg. Preis geh. 10 M.

Sammlung Göschen: Industrie der Silikate, der künstlichen Bausteine und des Mörtels. I.: Glas und keramische Industrie. II.: Industrie der künstl. Bausteine und des Mörtels. Von Dr. *Gustav Rauter* in Charlottenburg. Mit je 12 Tafeln. Leipzig, 1904. G. J. Göschen. Preis geb. je 80 Pf.

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.



DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.
86. Jahrg., Bd. 320, Heft 19. Berlin, 13. Mai 1905.
Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Das Eisenbahn- und Verkehrswesen auf der Weltausstellung in St. Louis 1904.

Von Professor **M. Buhle** und Dipl.-Ing. **W. Pfitzner**, Dresden.

(Fortsetzung von S. 275 d. Bd.)

3/6 *gek. Personenzuglokomotive der „Union Pacific Eisenbahn-Gesellschaft".*

Hervorragend durch ihre Länge und ihr Gewicht ist die an zweiter Stelle zu beschreibende Personenzuglokomotive der *Union Pacific*, der ältesten Transkontinentallinie Nordamerikas. Die Maschine, Fig. 24—29, (Zusammenstellung 1, No. 6, S. 258 d. Bd.) mit über 10 m Radstand und 100,5 t Dienstgewicht, wozu der Tender mit 61 t Dienstgewicht noch hinzukommt, ist als einfache Zwillingsmaschine normaler Bauart ausgeführt. Das Triebwerk ist bei den grossen Längen der Stangen, namentlich der Schubstange (s. Fig. 24) durch Ausbildung in I-Querschnitt möglichst leicht gemacht: mit Ausnahme des Treibkurbelzapfens ist, wie üblich, kein nachstellbares Lager ausgeführt.

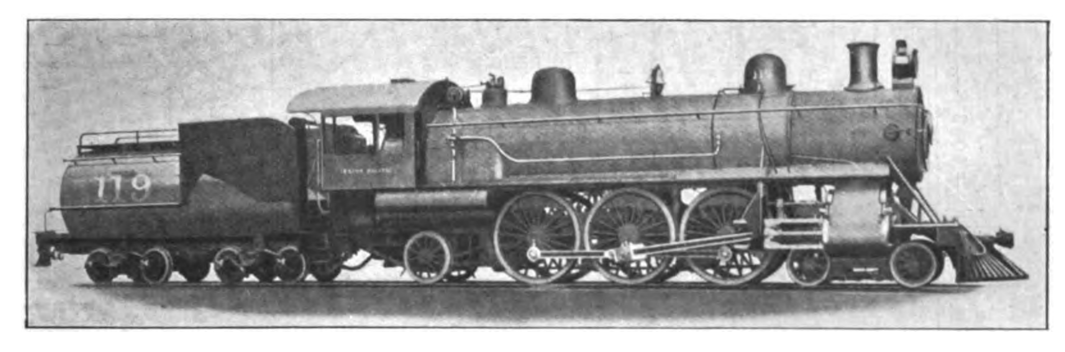


Fig. 24. Personenzuglokomotive der Union Pacific Eisenbahn (Pacific Type).

Die Steuerung, Bauart *Stephenson*, mit gekreuzten Stangen, ist insofern etwas abweichend vom gewöhnlichen, als der Doppelhebel, der das tief liegende Kulissengestänge mit der hoch liegenden Schieberstange verbindet, sehr weit nach vorn gekommen ist, (zwischen den Treib- und Kuppelachsen ist für ihn kein Platz), wodurch sich der Antrieb der an beiden Enden geführten Schieberstange mit einem Gleitstück notwendig machte (s. Fig. 25).

Die Seitenbewegung des Drehgestelles und der hinteren Laufachse wird bei dem langen Radstand natürlich sehr bedeutend. Beide sind mit Pendeln aufgehängt, die ein reichliches Ausweichen nach der Seite gestatten. Das Drehgestell ist in seiner Bauart ähnlich dem bekannten der *Schenectady Locomotive Works*, [33]) nur ist die Spurpfanne bedeutend grösser, ihr Durchmesser beträgt hier 475 mm.

[33]) Lokomotiven der Gegenwart, 2. Aufl., S. 242.

Mit demselben Grundgedanken ist die hintere Laufachse durchgebildet, die in Fig. 30—32 (S. 292) besonders dargestellt ist. Die durch 203 mm hohe Winkeleisen verbundenen Achsbuchsführungen tragen je einen Querbalken mit zwei seitlichen Zapfen. An diesen hängen Pendel, die mit ihren unteren Zapfen in eigenartig geformte, aus zwei Blechen zusammengesetzte Träger gelagert sind. An zwei aussen gelegenen Bolzen dieser Träger greift das Federgehänge und somit also die Last an. Auf diese Weise bekommt die ganze Achse grosses seitliches Spiel; eine unter dem vorderen Ende der Feuerbüchse gelagerte Führung bewirkt ausserdem eine Anpassung an die Gleiskrümmung, wobei das in den Gelenken vorhandene Spiel die fehlende Universalbewegung ersetzt. Die ganze Konstruktion sieht sehr leicht aus und wegen der geringen Reibung in der Aufhängung dürfte das seitliche Einstellen auch leicht vor sich gehen.

Der Kessel dieser Maschine gehört dem sogenannten *Straight Type* an, d. h. alle Kesselschüsse sind zylindrisch. Die Blechstärke beträgt 17,5 mm bei 14 Atm. Druck, die Feuerbüchse, die wie bei fast allen grossen Maschinen der Vereinigten Staaten weit über den Rahmen hinausgebaut ist, hat in allen ihren Stahlblechwänden nur 9,5 mm Wandstärke. Besonders bemerkenswert ist an dem Kessel die an allen Schüssen durchgeführte Doppellaschennietung mit Dreieckslaschen, eine von *Vauclain*, dem ersten Konstrukteur der *Baldwin*werke, eingeführte Verbindung. Die Nietung ist durchweg nach oben gelegt (s. Fig. 25), um sie nicht der Wasserbespülung auszusetzen; sie besteht aus einer aussen liegenden schmalen Lasche mit zwei Nietreihen, und aus einer innen liegenden dreieckig begrenzten Lasche, die weit über das Kesselblech hinweggeht und mit sieben Nietreihen angeheftet ist, deren Nietenzahl all-

mählich bis auf nur einen Niet abnimmt. Auf diese Weise wird ein Gütegrad der Nietung erreicht, der fast bis an die Festigkeit des unverletzten Bleches kommt.

Bemerkenswert ist ferner an dem Kessel die 2,48 m lange Rauchkammer, die wohl nur des weit vorn liegenden Drehgestelles wegen diese Grösse erhalten hat.

Der Tender dieser Maschine (vergl. Fig. 24) ist von

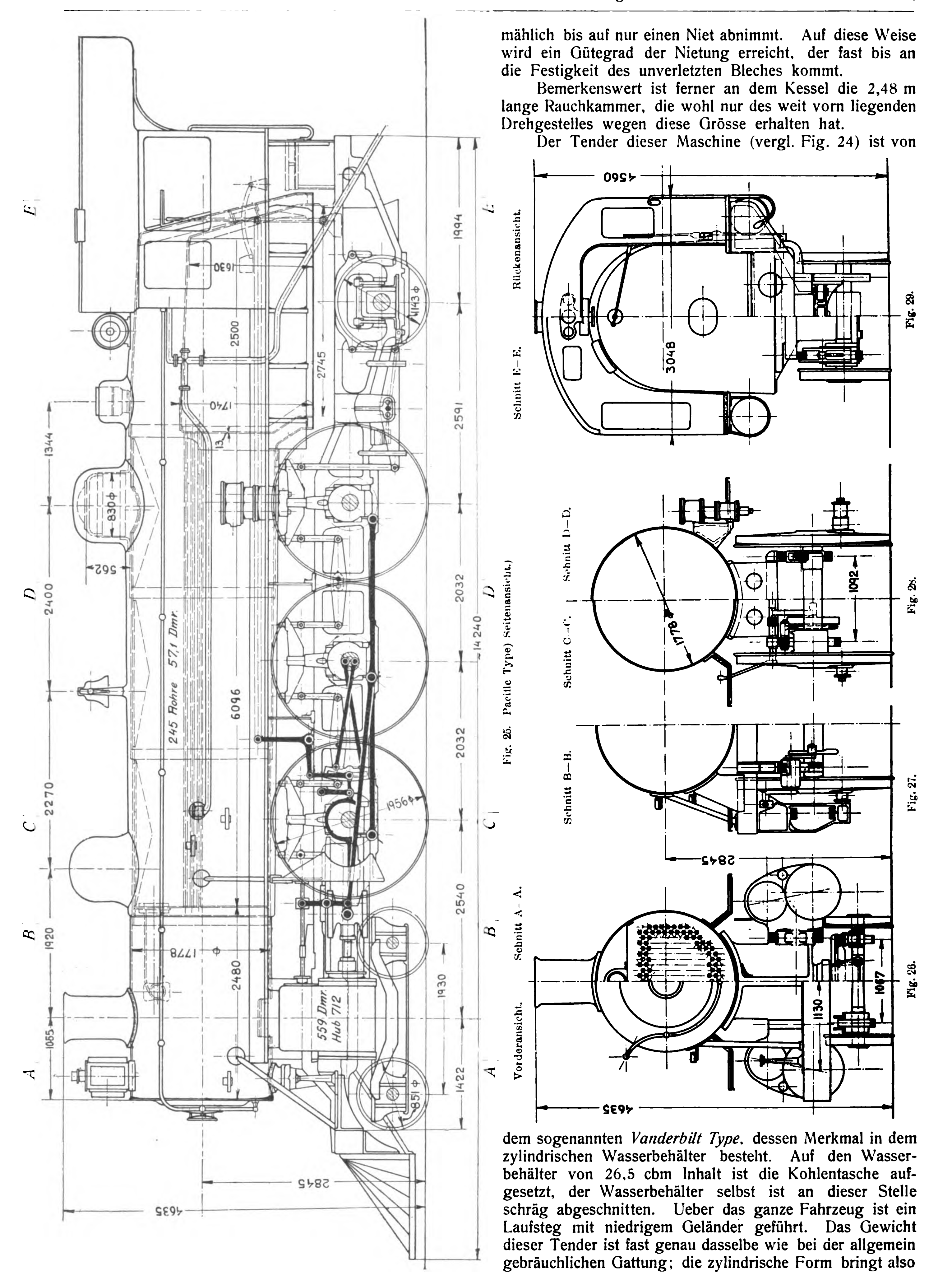


Fig. 25. Pacific Type) Seitenansicht.)

Fig. 26. Fig. 27. Fig. 28. Fig. 29.

dem sogenannten *Vanderbilt Type*, dessen Merkmal in dem zylindrischen Wasserbehälter besteht. Auf den Wasserbehälter von 26,5 cbm Inhalt ist die Kohlentasche aufgesetzt, der Wasserbehälter selbst ist an dieser Stelle schräg abgeschnitten. Ueber das ganze Fahrzeug ist ein Laufsteg mit niedrigem Geländer geführt. Das Gewicht dieser Tender ist fast genau dasselbe wie bei der allgemein gebräuchlichen Gattung; die zylindrische Form bringt also

keine Gewichtsersparnis, was man vielleicht erwarten könnte. Die Drehgestelle sind sehr leicht gehalten und stimmen in der Bauart mit der der gewöhnlichen Güterwagen ziemlich überein.

5/7 gek. *Güterzuglokomotive der Atchison, Topeka und Santa Fé Eisenbahngesellschaft.*

Als letzte der von *Baldwin* ausgestellten Lokomotiven sei die für die *Atchison, Topeka und Santa Fé Eisenbahn* gebaute Verbund-Güterzuglokomotive in Tandemanordnung (Zusammenstellung 1, No. 13, S. 258 d. Bd.) hier besprochen. Die Maschine ist die schwerste, die überhaupt in den *Baldwin*-Werken gebaut worden ist. Sie ist bestimmt für den Gebirgsdienst der genannten Bahn, der Steigungen von 26 v. T. bei 16 km Länge aufweist, und zwar beabsichtigt die Bahnverwaltung, 85 Stück dieser Lokomotiven in Dienst zu stellen.

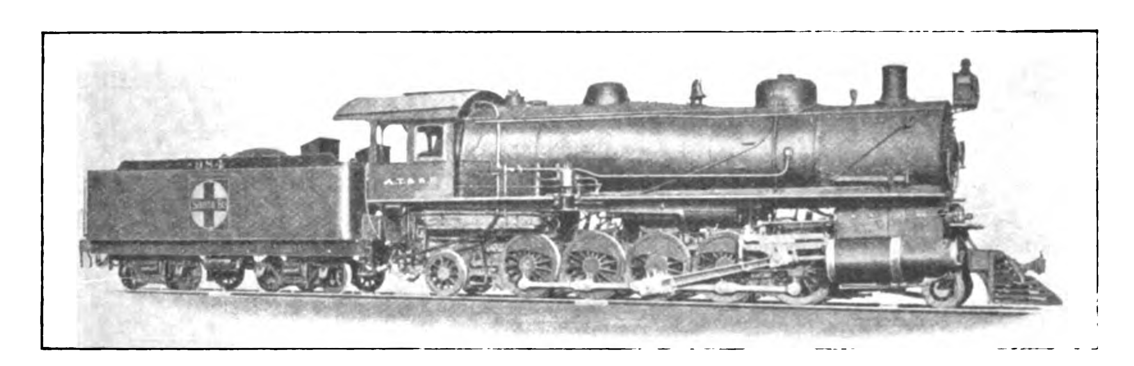


Fig. 33. Güterzuglokomotive der Atchison, Topeka und Santa Fé Eisenbahn (Santa Fé Type).

Die Bauart, nach der Besitzerin allgemein *Santa Fé Type* genannt, ist in Fig. 33—38 (S. 293) näher erläutert. Die Maschine besitzt fünf Treibachsen, ausserdem je eine Laufachse vorn und hinten, bei einem Gesamtradstand von ziemlich 11 m, der längste, der in Amerika ausgeführt worden ist. Die beiden Laufachsen sind seitlich verschiebbar, die hintere ist in der Konstruktion ähnlich der im vorigen Abschnitt beschriebenen, die vordere entspricht der gewöhnlichen amerikanischen Ausführung der einachsigen Drehgestelle. Bei der mittleren Treibachse ist der Spurkranz fortgelassen. Das Gewicht der Lokomotive beträgt 131 t, der Tender wiegt ausserdem 74 t, so dass als Gesamtgewicht die stattliche Zahl von 205 t erscheint.

Der nach der sogenannten *Extended wagon top*-Form gebaute Kessel ist über der sehr breiten Feuerkiste stark überhöht. Bei seiner an sich hohen Lage — die Mitte liegt 3 m über Schienenoberkante — füllt er infolgedessen das Profil fast ganz aus, so dass die Aufsätze, wie Sandkasten, Dampfdom usw. sehr gedrückt werden mussten. Die Pfeife liegt wagerecht. Die Siederohre sind bei über 6 m Länge ebenso wie bei der vorher beschriebenen Maschine vollständig frei tragend ausgeführt, ohne jede Unterstützung. Die Materialstärken betragen im Kessel 22,2 und 23,8 mm bei 15,8 Atm., in der Feuerbüchse 9,5 mm.

Rahmen und Maschine sind bei den grossen Längen natürlich sehr schwer, insbesondere ist die Schubstange trotz des I-Querschnittes von ganz bedeutendem Gewicht (380 kg). Zusammen mit den in Tandemanordnung laufenden Kolben entstehen daher ganz erhebliche schwingende Massen, die trotz der sehr schweren Gegengewichte an den Rädern (vergl. Fig. 33, die Gegengewichte füllen beinahe das halbe Rad aus) ein starkes Schlingern der Maschine zur Folge haben. So betrug der seitliche Ausschlag der Maschine auf dem Prüfstand in der Ausstellung vorn am Kuhfänger gemessen bis zu 4 cm.

Der am meisten bemerkenswerte Teil an der Maschine ist der Tandemdoppelzylinder *Vauclain*scher Bauart, der in Fig. 39—42 im einzelnen dargestellt ist. Die übliche Uebereinanderanordnung nach *Vauclain* war bei den grossen Abmessungen der Zylinder nicht möglich. Auch bei der Hintereinanderanordnung mussten des Normalprofils wegen die Zylinder noch geneigt und der Kreuzkopf konnte nur einseitig geführt werden; er hat aber, wie in Fig. 33 und 34 zu erkennen ist, eine doppelte Führung erhalten.

Die Tandemzylinder sind konstruktiv recht interessant ausgeführt. Die Befestigung am Rahmen erfolgt nur durch den Niederdruckzylinder, der Hochdruckzylinder ist freitragend an diesen angeschraubt. Die beiden Schieberkästen für die auf derselben Stange sitzenden Kolbenschieber sind zu einer gemeinschaftlichen Kammer vereinigt, mit Rücksicht darauf, dass keine Verspannung in den Gusstücken eintritt. Die Dichtung zwischen den ineinander steckenden Laufbüchsen der Schieber geschieht deshalb durch eine grosse Stopfbüchse mit Hanfpackung (Fig. 39).

Für die Abdichtung der Kolbenstange zwischen den beiden Zylindern ist eine Metallpackung aus Segmentstücken mit Federanpressung vorgesehen, die in einem schmalen Ringraum zwischen zwei Deckeln sitzt (Fig. 39 und 42). Der Aufbau der Zylinder geschieht in folgender Weise:

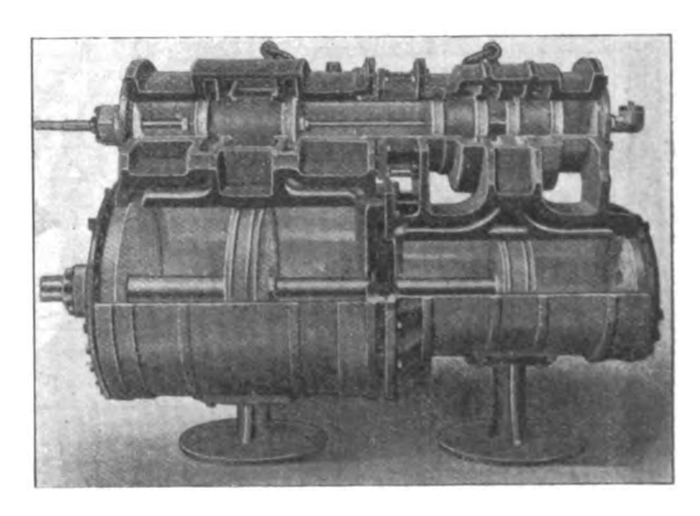


Fig. 42. Aufgeschnittenes Modell eines Vauclain-Tandem-Zylinder.

In den Niederdruckzylinder wird der grosse Zwischendeckel eingelegt; die Metallstopfbüchse wird über die Kolbenstange geschoben und mit dem kleineren, in Fig. 39 enger schraffierten Deckel an dem grossen Zylinderdeckel festgeschraubt. Sodann wird der Hochdruckzylinder übergeschoben, der sich mit einer Zentrier- und Dichtungsleiste auf den Deckel des Niederdruckzylinders stützt und mit seinen Flanschschrauben alle Teile festpresst. Eine Reihe Schrauben ist ausserdem oben am Schieberkasten

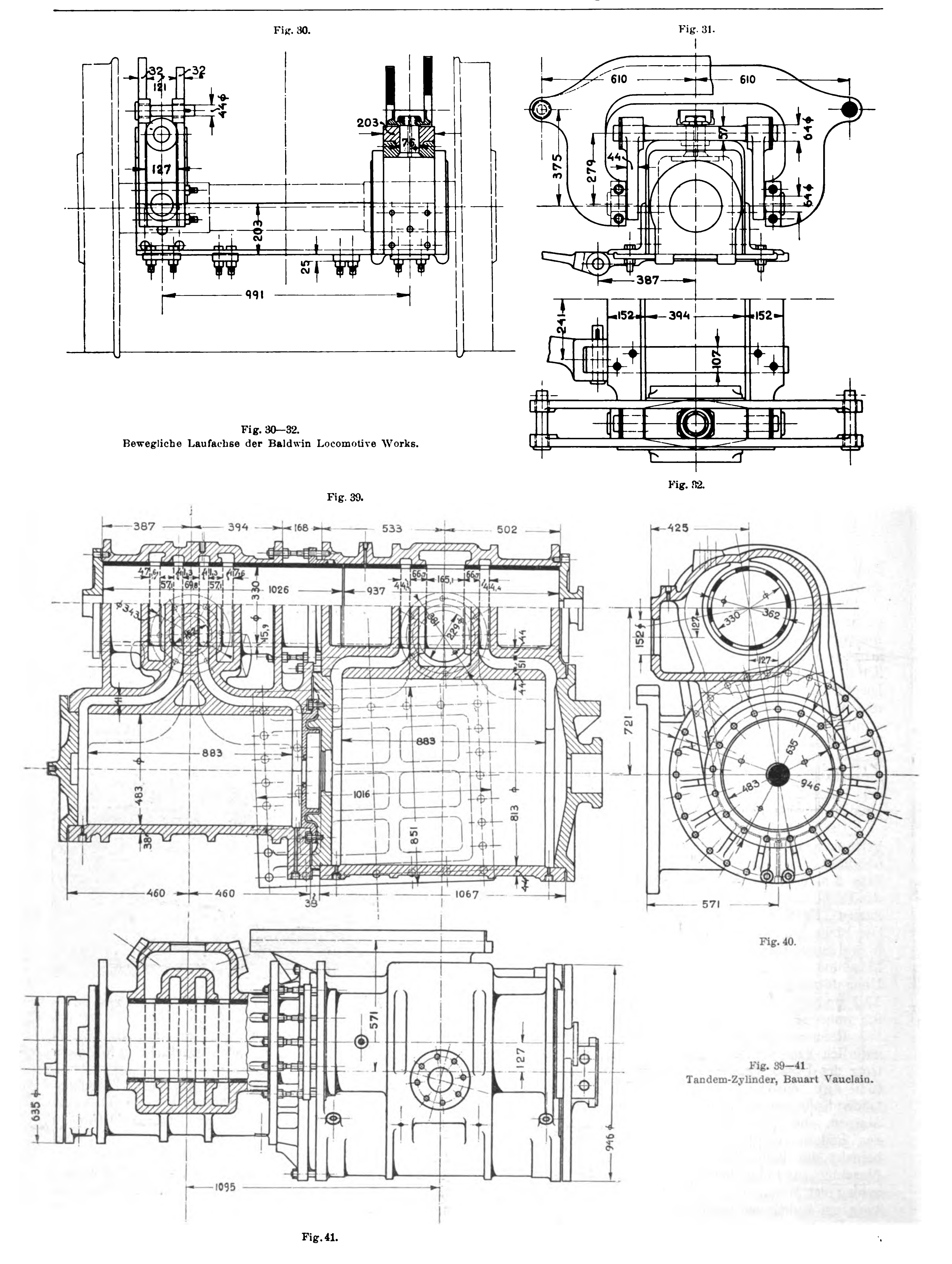


Fig. 30. Fig. 31. Fig. 32.

Fig. 30—32.
Bewegliche Laufachse der Baldwin Locomotive Works.

Fig. 39. Fig. 40. Fig. 41.

Fig. 39—41
Tandem-Zylinder, Bauart Vauclain.

angebracht, jedoch nur zur Befestigung, die Abdichtung geschieht durch die erwähnte Hanfstopfbüchse.

Die Untersuchung der inneren Stopfbüchse erfordert also jedesmal das Abnehmen des ganzen Hochdruckzylinders;

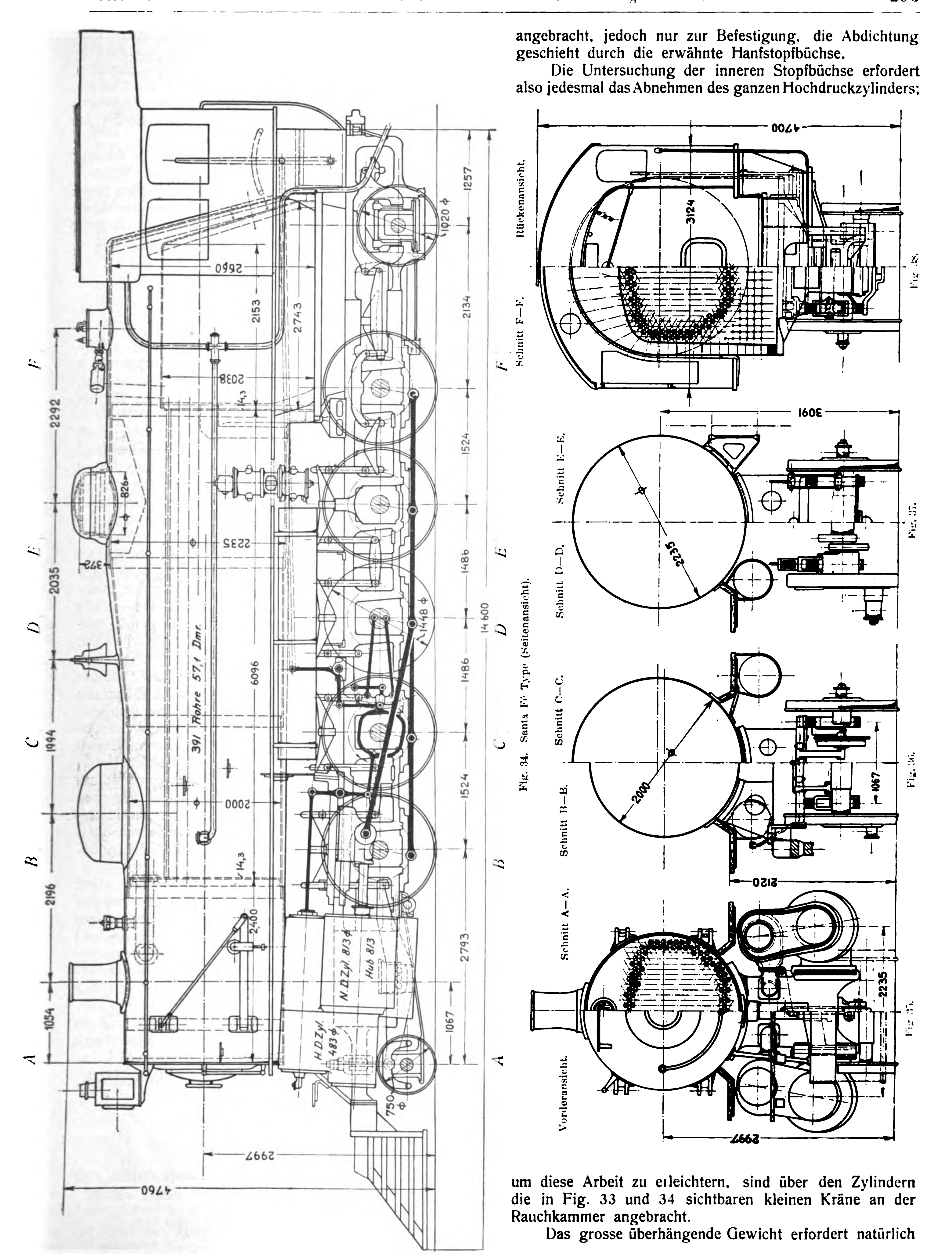


Fig. 34. Santa Fé Type (Seitenansicht).

Fig. 35. Vorderansicht. Schnitt A—A. Fig. 36. Schnitt B—B. Schnitt C—C. Fig. 37. Schnitt D—D. Schnitt E—E. Fig. 38. Schnitt F—F. Rückenansicht.

um diese Arbeit zu erleichtern, sind über den Zylindern die in Fig. 33 und 34 sichtbaren kleinen Kräne an der Rauchkammer angebracht.

Das grosse überhängende Gewicht erfordert natürlich

eine möglichst breite Befestigung am Rahmen, der an dieser Stelle deshalb auch als Platte ausgebildet ist, s. Fig. 35 (Schnitt). Zu erwähnen ist noch, dass auch die Rohranschlüsse von den Zylindern nach dem Sattelstück mit Stopfbüchsen gedichtet sind, um alle Klemmungen zu vermeiden.

Die Wirkungsweise der Schieber entspricht der der bekannten *Vauclain*schen Bauart mit dem Unterschied, dass die einzelnen Kanäle weiter auseinander liegen. Der Dampf strömt durch das in Fig. 35 (Schnitt *A—A*) sichtbare Rohr in den äusseren Schieberkasten des Hochdruckzylinders, von dort durch einen der beiden (äusseren) Ringkanäle um den Schieberkörper herum in den Zylinder (Fig. 39 und 40, Schnitt durch den Schieberkasten). Der Auspuffdampf des Hochdruckzylinders geht durch den Schieber hindurch in das Innere der Laufbüchsen, die also hier den Aufnehmer vertreten, und wird durch den Niederdruckschieber in die Ringkanäle dieses Zylinders geleitet. Der Auspuff von hier geht um den Schieber herum in das Ausströmrohr.

Die Bauart und Wirkungsweise der ganzen Anordnung ist sicherlich sehr einfach, in bezug auf Wärmeausnutzung hat sie aber alle Mängel der *Woolf*schen Bauart. Besonders nachteilig ist jedenfalls die Unmöglichkeit, das Füllungsverhältnis der beiden Zylinder nicht ändern zu können. (Fortsetzung folgt).

Brinells Untersuchungen mit seiner Kugelprobe.

(Schluss von S. 283 d. Bd.)

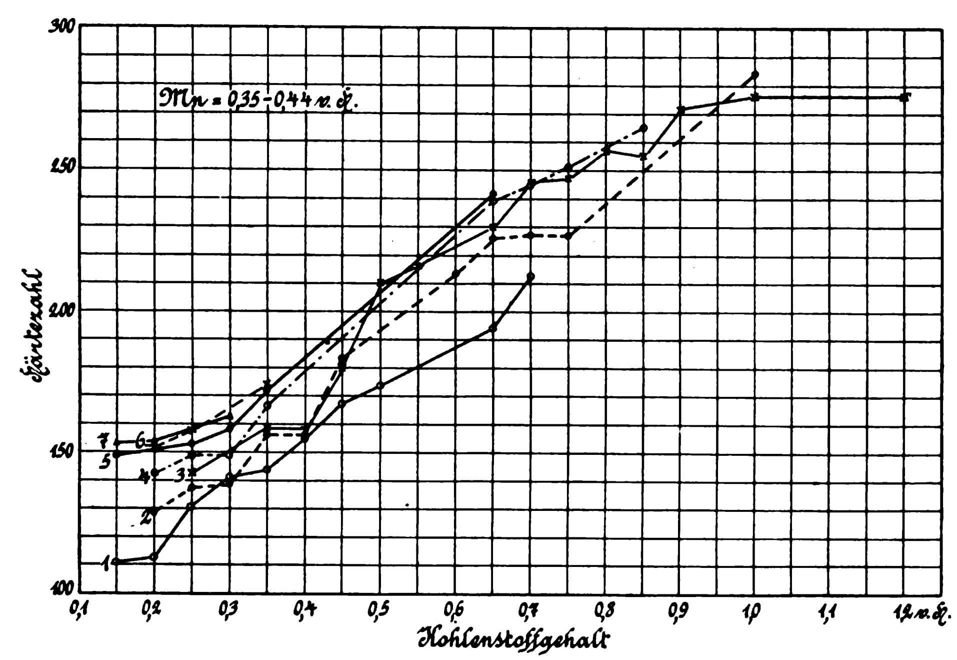
3. Einfluss verschiedener Kohlenstoff-, Silizium- und Mangangehalte auf die Härte von Eisen und Stahl.

Brinell wendet schon seit einer Reihe von Jahren die Kugelprobe als Kontrolle der bekannten Schmiedeprobe beim Martinprozess an.

Zur Ausführung der Schmiedeproben dienten Gussproben von 75 × 75 × 100 mm; sie wurden bis auf 28 mm Stärke ausgeschmiedet und dann wurde ein Stück von 65 mm Länge für die Eindruckversuche abgetrennt. Um eine gewisse Einheitlichkeit in der Wärmebehandlung zu wahren, wurden sämtliche Probestücke bis 800 ⁰ erhitzt und langsam an der Luft abgekühlt.

Auf der Pariser Ausstellung im Jahre 1900 führte *Brinell* die Ergebnisse von ungefähr 1500 verschiedenen Schmelzen vor und hat damit ein ausserordentlich umfangreiches und wertvolles Material zur Beurteilung des Einflusses von Kohlenstoff, Silizium und Mangan auf die Härte geliefert. *Axel Wahlberg* hat die *Brinell*schen Ergebnisse zusammengefasst und nach wachsendem Mangangehalt systematisch in 11 Gruppen eingeteilt (s. Tab. II) derart, dass der Mangangehalt beträgt in Gruppe 1 = 0,18—0,24 v. H., in 2 = 0,25—0,34 v. H. und so fort, wachsend von Gruppe zu Gruppe um je 0,1 v. H. bis zu 1,15—1,24 v. H. bei Gruppe 11.

In jeder Gruppe sind die Schmelzen wieder nach steigendem Silizium- und Kohlenstoffgehalt geordnet und die zugehörigen Härtezahlen angegeben. In Tab. II sind nur die Werte für die Gruppen 2, 3, 4 aufgeführt; ferner sind die Ergebnisse für Gruppe 3 in Fig. 5 graphisch dargestellt.



Siliciumgehalte: 1 = 0,10 v. H. 2 = 0,10 — 0,24 v. H 3 = 0,25 — 0,34 v. H. 4 = 0,35 — 0,44 v. H. 5 = 0,45 — 0,54 v. H. 6 = 0,55 — 0,64 v. H. 7 = 0,65 — 0,74 v. H.

Fig. 5.
Einfluss des Kohlenstoffgehaltes auf die Härtezahl bei Stahl mit 0,35 — 0,44 v. H. Mangangehalt und sieben verschiedenen Siliciumgehalten.

Phosphor- und Schwefelgehalt sind in der Urschrift nicht besonders angegeben, sondern es wird ganz allgemein mitgeteilt, dass der Phosphorgehalt zwischen 0,024—0,029 v. H. und der Schwefelgehalt zwischen 0,005—0,020 v. H. schwankt.

Um den relativen Einfluss von Kohlenstoff, Silizium und Mangan auf die Härte besser verfolgen zu können, hat *Wahlberg* aus dem vorhandenen Material diejenigen Schmelzen herausgegriffen, deren Gehalt an zwei von den in Betracht kommenden drei Elementen innerhalb bestimmter ziemlich enger Grenzen gleich ist, und hat nun die Härtezahlen dieser Schmelzen nach steigendem Gehalt des dritten Elementes geordnet.

Man erhält also für drei sonst gleich zusammengesetzte Gruppen getrennt den Einfluss von steigendem Gehalt an Kohlenstoff, Silizium und Mangan. In Tab. III ist für die miteinander zu vergleichenden Schmelzen ein Kohlenstoffgehalt von 0,2—0,4 v. H. (Reihe 2 und 3), ein Siliziumgehalt von 0,1—0,5 v. H. (Reihe 1 und 3) und ein Mangangehalt von 0,2—0,6 v. H. (Reihe 1 und 2) zugrunde gelegt. Die Schlusswerte der Tab. III (s. a. Schaulinien Fig. 6) zeigen eine durchschnittliche Härtesteigerung für je 0,1 v. H.:

Kohlenstoff um 19,3 Einheiten,
Silizium „ 6,4 „
Mangan „ 4,0 „ .

Das Härtevermögen dieser drei Elemente verhält sich also ungefähr wie $1 : \frac{1}{3} : \frac{1}{5}$.

Die Kohlenstoffkurve *A* (Fig. 6) zeigt bei 1,05 bis

Tabelle II.

Härtezahlen für Stahl, geordnet nach wachsendem Kohlenstoffgehalt bei gleichem Gehalt an Mangan und Silizium.

Mangan v. H.	Kohlenstoffgehalt v. H. / Silizium v. H.	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00	1,05	1,10	1,15	1,20
		Härte - Zahlen.																						
0,25—0,34	0,10	104	107	108	124	129	138	153	—	—	—	207	212	223	218	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,10—0,24	—	—	123	134	138	174	156	—	—	—	—	—	—		—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,25—0,34	—	—	—	—	152	—	—	—	—	—	229	220	243	248	254	—	268	269	-	321	261	278	273
	0,35—0,44	—	—	—	144	149	—	—	—	—	—	—	—	—	251	255	261	—	291	233	269	269	—	290
	0,45—0,54	—	—	140	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,55—0,64	—	146	143	153	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	-	—	—	—	—	—	—	—
	0,65—0,74	—	150	146	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,35—0,44	0,10	—	111	113	131	141	144	155	168	174	—	—	195	214	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,10—0,24	—	—	129	138	139	157	156	184	198	213	214	227	228	228	—	—	—	—	285	—	—	—	—
	0,25—0,34	—	—	—	143	—	159	158	182	211	217	—	230	247	248	259	256	273	—	277	—	—	—	277
	0,35—0,44	—	—	143	149	150	167	—	—	—	—	—	240	246	251	—	266	—	—	—	—	—	—	—
	0,45—0,54	—	149	—	153	158	172	—	—	—	—	—	241	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,55 0,64	—	—	153	158	—	174	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,65—0,74	—	154	154	—	163	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,45—0,54	0,10	—	113	121	132	146	148	155	—	—	—	232	239	211	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,10—0,24		—	128	138	142	161	172	171	203	222	224	218	244	255	—	—	255	—	306	—	—	—	—
	0,25—0 34	—	—	—	149	154	165	172	172	187	207	240	248	266	263	279	262	280	291	284	—	—	—	—
	0,35—0,44	—	—	—	154	164	169	177	191	210	226	237	240	255	275	277	274	275	259	259	316	—	—	—
	0,45—0,54	—	—	—	—	164	165	—	202	235	235	262	—	258	—	—	—	—	—	311	—	—	—	—
	0,55—0,64	—	—	—	163	169	185	191	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,65—0,74	—	—	—	—	169	181	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

1,10 v. H. ein scharf ausgeprägtes Maximum, was beachtenswerterweise mit der Tatsache übereinstimmt, dass die Zugfestigkeit des Stahls bis ungefähr 1 v. H. Kohlenstoffgehalt steigt, dann aber mit steigendem Kohlenstoffgehalt abnimmt.

Tabelle III.

Veränderung der Härtezahl mit wachsendem Gehalt des Stahles an Kohlenstoff, Silizium und Mangan bei sonst annähernd gleicher Zusammensetzung.

Reihe 1.			Reihe 2.			Reihe 3.		
Einfluss des *Kohlenstoffgehaltes*			Einfluss des *Siliziumgehaltes*			Einfluss des *Mangangehaltes*		
Mangan 0,2—0,6 v. H. Silizium 0,1—0,5 v. H.			Mangan 0,3—0,5 v. H. Kohlenstoff 0,2—0,4 v. H.			Silizium 0,1 0,2 v. H. Kohlenstoff 0,2—0,4 v. H.		
Kohlenstoff v. H.	Anzahl der Chargen	Härtezahl Mittel	Silizium v. H.	Anzahl der Chargen	Härtezahl Mittel	Mangan v. H.	Anzahl der Chargen	Härtezahl Mittel
0,10	2	103	0,10	12	133	—	—	—
0,15	3	120	—	—	—	—	—	—
0,20	10	126	0,20	12	143	—	—	—
0.25	13	141	—	—	—	—	—	—
0,30	14	149	0,30	7	156	0,30	4	130
0.35	15	163	—	—	—	—	—	—
0,40	13	166	0,40	10	157	0,40	4	134
0,45	7	181	—	—	—	—	—	—
0,50	8	205	0,50	6	159	0,50	4	140
0,55	8	221	—	—	—	—	—	—
0.60	15	229	0,60	9	165	0,60	4	141
0,65	15	230	.	—	—	—	—	—
0,70	14	238	0,70	5	163	0,70	4	143
0,75	11	248	—	—	—	—	—	—
0.80	10	256	—	—	—	0,80	4	147
0,85	7	260	—	—	—	—	—	—
0,90	10	270	—	—	—	0,90	4	154
0,95	8	271	—	—	—	—	—	—
1,00	11	277	—	—	—	1,00	4	158
1,05	6	301	—	—	—	—	—	—
1,10	5	271	—	—	—	1,10	4	158
1,15	4	272	—	—	—	—	—	—
1,20	6	266	—	—	—	—	—	—
Mittlere Zunahme der Härtezahl für 0,1 v. H. Kohlenstoff = 19,3 Einheiten.			Mittlere Zunahme der Härtezahl für 0,1 v. H. Silizium = 6,4 Einheiten			Mittlere Zunahme der Härtezahl für 0,1 v. H. Mangan = 4,0 Einheiten.		

Die Steigerung der Härte ist dem Kohlenstoffgehalt nicht proportional, sondern nimmt mit steigendem Kohlenstoffgehalt rasch ab. Sie beträgt zwischen

$C = 01—0,6$ v. H, für je 0,1 v. H. 24 Einheiten

und zwischen

$C = 0,6—0,9$ v. H. für je 0,1 v. H. 14 Einheiten.

Auch die Siliziumkurve B (Fig. 6) zeigt eine Abnahme der Härtesteigerung mit zunehmendem Siliziumgehalt. Die Härtezunahme beträgt zwischen

$Si = 0,1—0,3$ v. H. im Mittel 12 Einheiten

und für

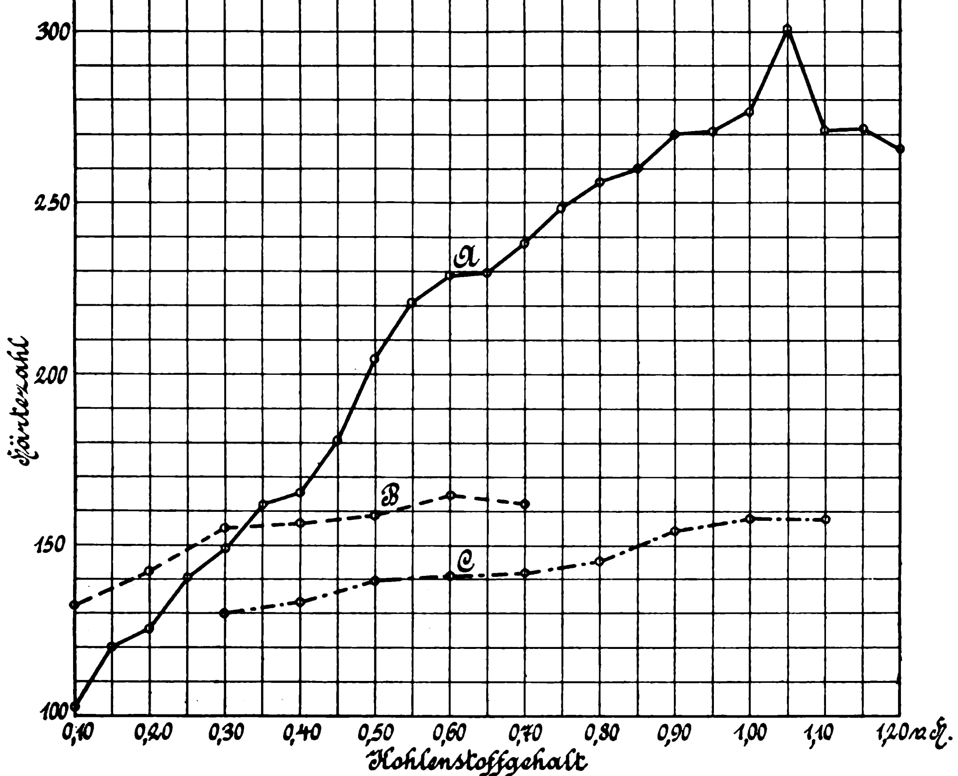
$Si = 0,3—0,6$ v. H. im Mittel 3 Einheiten

Bei ungefähr 0,6 v. H. Silizium scheint die Kurve einen Höchstwert zu erreichen, was allerdings noch nicht genügend gesichert ist, da Werte von höherem Siliziumgehalt als 0,7 v. H. nicht vorliegen. Während man früher eine gewisse Abneigung gegen Silizium hatte, gibt man neuerdings gewissen Sorten Werkzeugstahl einen höheren Gehalt an Silizium, da man erkannt hat, dass letzterer ohne die Härtbarkeit und Zähigkeit zu beeinträchtigen die Bearbeitbarkeit wesentlich erleichtert; eine Eigenschaft, die besonders bei der Herstellung von Fräsern zu schätzen ist.

Der Einfluss des Mangans auf die Härte ist nach Schaulinie C (Fig. 6) wesentlich geringer als der des Kohlenstoffs und auch des

Siliziums. Die Härte nimmt ungefähr proportional mit dem Mangangehalt zu. Zur Entscheidung der Frage, ob bei 1,0 v. H. der höchste Wert für die Härte erreicht ist, reicht das vorliegende Material noch nicht aus, es müsste in bezug auf höhere Mangangehalte vervollständigt werden.

Betrachtet man die Tabelle II genauer, so machen sich eine Anzahl charakteristischer Unregelmässigkeiten bemerkbar, die nicht ohne weiteres auf Versuchsfehler zurückgeführt werden können, da sie bei mehreren Reihen wiederkehren.



Gehalt an Kohlenstoff (Linie A), Silizium (B) oder Mangan (C).

Fig. 6.

Veränderung der Härtezahl mit wachsendem Gehalt des Stahles an Kohlenstoff, Silizium und Mangan bei sonst annähernd gleicher Zusammensetzung.

Während bei weitem die Mehrzahl der senkrechten Zahlenreihen stetiges Wachsen der Härtezahlen mit steigendem Siliciumgehalt erkennen lässt, zeigen einige von ihnen bei einer gewissen Zusammensetzung, die *Wahlberg* die „kritische" nennt, auffallend kleine Werte, z. B. die Reihen mit 0,5 und 1 v. H. Kohlenstoff und 0,45—0,54 v, H. Mangan.

Die Zusammensetzungen

C = 1,0 v.H. *Mn* = 0,45—0,54 v.H. u. *Si* = 0,3—0,4 v.H.

und

C = 0,5 v.H. „ *Si* = 0,3 v. H.

würden demnach „kritische" sein.

Aehnliche Unregelmässigkeiten zeigen auch einige von den wagerechten Reihen in bezug auf den Einfluss ansteigenden Kohlenstoffgehaltes, z. B. die Reihe für 0,25—0,34 v. H. Mangan und 0,35—0,44 v. H. Silizium, in der die Härte 233 bei $C = 1,00$ v. H. auffallend gering ist.

Jedenfalls wäre es interessant, diese „kritischen Zusammensetzungen" durch planmässige Erweiterung des vorhandenen Materials weiter zu verfolgen, wobei die metallographische Forschung zu Rate gezogen werden müsste.

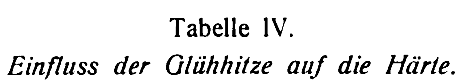
4. *Einfluss des Ausglühens und der Kaltbearbeitung.*

Zuweilen kann es erwünscht sein, den Grad einer vorangegangenen Wärmebehandlung festzustellen. Wenn dies auch vornehmlich Sache der Metallographie sein dürfte, so kann doch auch hier die Kugelprobe mit Erfolg angewandt werden, in Fällen nämlich, wo es genügt, ein ungefähres Bild zu erhalten. *Brinell* hat auch in dieser Richtung eine Anzahl Versuche ausgeführt, deren Ergebnisse in Tabelle IV zusammengestellt sind. Zehn Stahlsorten verschiedenen Kohlenstoffgehalts wurden teils im Anlieferungszustande, teils nach erfolgter Erhitzung auf Rotglut und Weissglut der Kugeldruckprobe unterworfen. Die Zahlen lassen erkennen, dass bei Erhitzung auf Rotwärme alle Sorten ungefähr gleichviel an Härte verloren, während die Erhitzung bis zur Weissglut für die höheren Kohlenstoffgehalte eine grössere Einbusse an Härte zur Folge habe als für die niederen.

Um festzustellen, inwieweit die Kugelprobe zur Beurteilung der erfolgten Kaltbearbeitung herangezogen werden könne, stellte *Brinell* folgende Versuche an. Zwei kaltgezogenen und hierauf ausgeglühten Stahlstangen von 25 mm Stärke und 1,2 v. H. bezw. 0,25 v. H. Kohlenstoffgehalt entnahm er je eine Probe, die mit 1,2 *A* und 0.25 *A* bezeichnet wurden. Die Reststücke wurden kalt durch ein Zieheisen von 24 mm Durchmesser gezogen, der Querschnitt also um 10 v. H. verkleinert und dann entsprechend Probestücke 1,2 *B* und 0,25 *B* entnommen. Die Ergebnisse (Tab. V) zeigen nun, dass die Härte des weicheren Stahles infolge des Kaltziehens in höherem Masse wächst als die der härteren.

Ein weiterer Versuch zeigt, bis zu

Tabelle IV.



Einfluss der Glühhitze auf die Härte.

Stahl No.	Material, wie es aus dem Walzwerk kommt	dunkelrot warm gemacht und langsam in Kohlenlösche abgekühlt		weiss warm gemacht und langsam in Kohlenlösche abgekühlt	
	Härtezahl	Härtezahl	Verminderung der Härte v. H.	Härtezahl	Verminderung der Härte v. H.
1	109	97	11	94	14
2	126	115	9	109	14
3	161	143	11	132	18
4	172	156	9	138	20
5	204	194	5	151	26
6a	228	202	11	159	30
6b	255	235	8	179	30
8	273	231	15	176	36
9	289	258	11	189	35
12	302	262	13	212	30

Tabelle V.

Probenbezeichnung	Chemische Analyse					Härtezahl	Härtesteigerung infolge der Kaltbearbeitung
	C v. H.	*Si* v. H.	*Mn* v. H.	*S* v. H.	*P* v. H		
1,2 *A*	1,20	0,33	0,18	0,012	0,027	88	11,9
1,2 *B*						98,5	
0,25 *A*	0,25	0,06	0,40	0,020	0,028	45	25,5
0,25 *B*						56,5	

welchem Grade die Kaltbearbeitung schliesslich getrieben werden kann. Ein Stahlrohr von 36 mm Aussendurchmesser wurde in mehreren Zügen ohne Ausglühen bis auf 26 mm Aussen- und 9,5 mm Innendurchmesser heruntergebracht, wobei das Rohr schliesslich ohne örtliche Verletzung infolge der übertriebenen Kaltbearbeitung der Länge nach aufsprang. Für das kaltgezogene Rohr ergab sich die Härtezahl zu 286, nach dem Ausglühen zu 207. Durch das Kaltziehen war also die Härte des an und für sich harten Materials noch um 40 v. H. erhöht werden.

Der heutige Stand der Motorfahrräder.

(Fortsetzung von S. 280 d. Bd.)

c) Mehrsitzige Fahrzeuge.

Um nun die erwähnten einsitzigen Fahrzeuge in zweisitzige umzuwandeln, kommen Vorsteck- oder Seitenwagen in Anwendung, welche mit Leichtigkeit an dem Fahrzeug befestigt und wieder abgenommen werden können. Wie Fig. 22 an einem *N. S. U.* Motorzweirad zeigt, wird der Vorsteckwagen, nachdem das Vorderrad samt der Bremse aus dem Motorfahrrad (Fig. 8) herausgenommen ist, vermittels zweier Streben an die Hinterachse und mittels

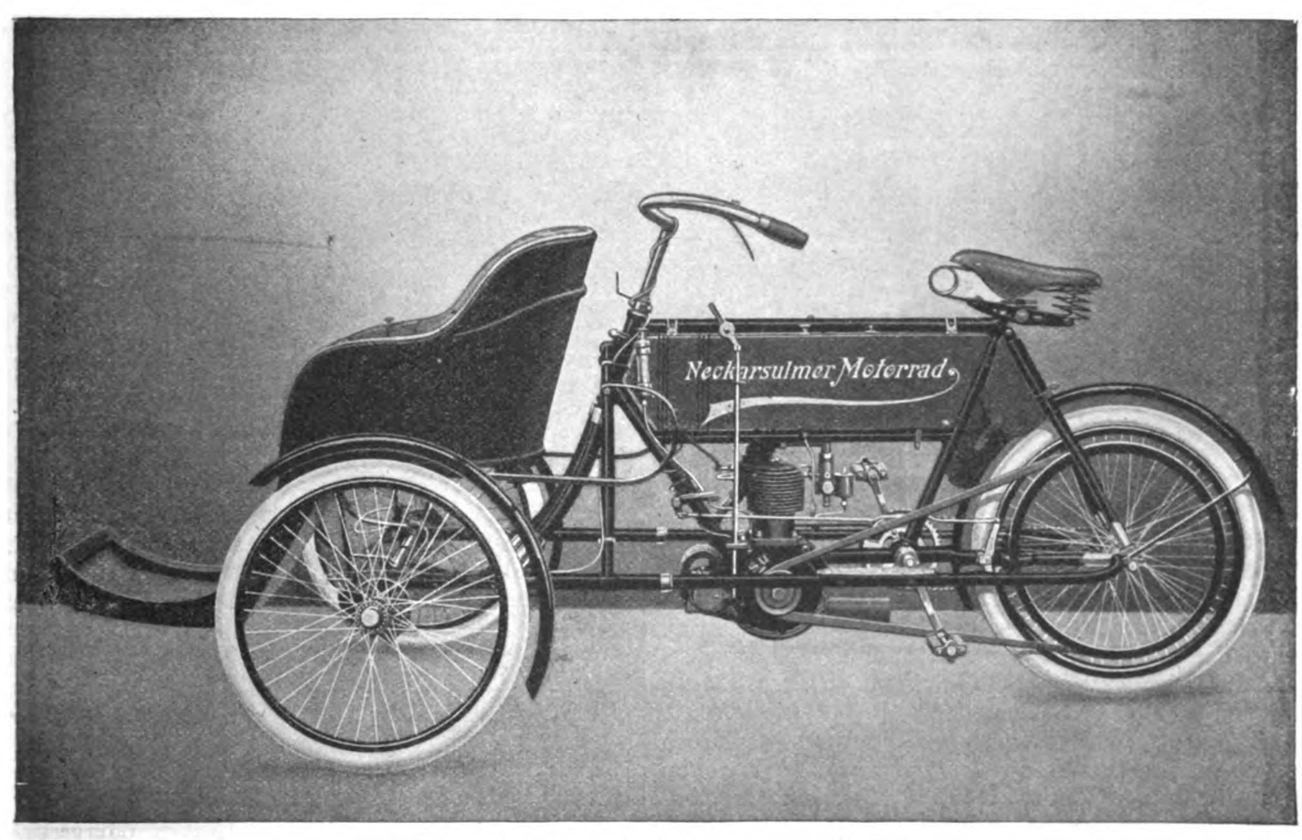


Fig. 22. Neckarsulmer Motorzweirad mit abnehmbarem Vorsteckwagen.

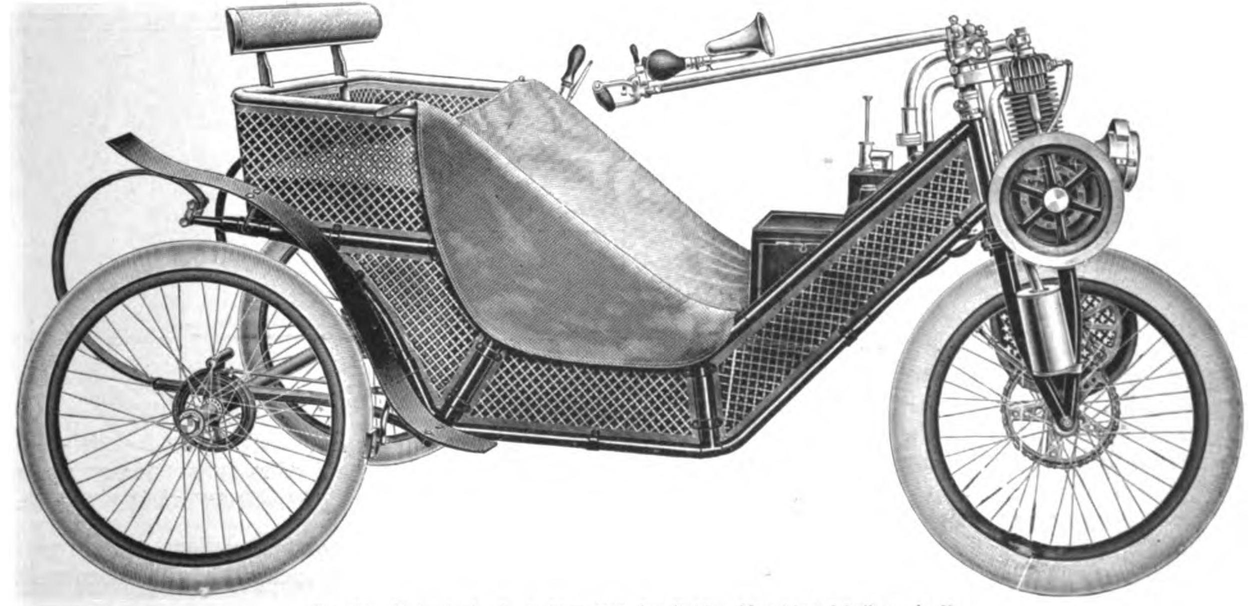


Fig. 24. Motordreirad „Cyklonette" der Cyklon Maschinenfabrik m. b. H.

zweier Bänder mit vier Muttern mit dem Steuerrohr in sicherster Weise verbunden. Der Sitz ruht auf zwei langen elastischen Federn, welche die beim Fahren auftretenden Stösse abfangen. Bei Anwendung des Seitenwagens (Fig. 23) bleibt das Motorrad unverändert. Ersterer wird auf die einfachste Art an dem vom Steuerrohr ausgehenden Rahmenrohr mittels vier Bolzen mit Muttern befestigt, ebenso am Sattelklemmstück sowie an der Hinterachse. Diese Befestigungsarten gewährleisten sicheres Fahren selbst auf schlüpfrigen Wegen.

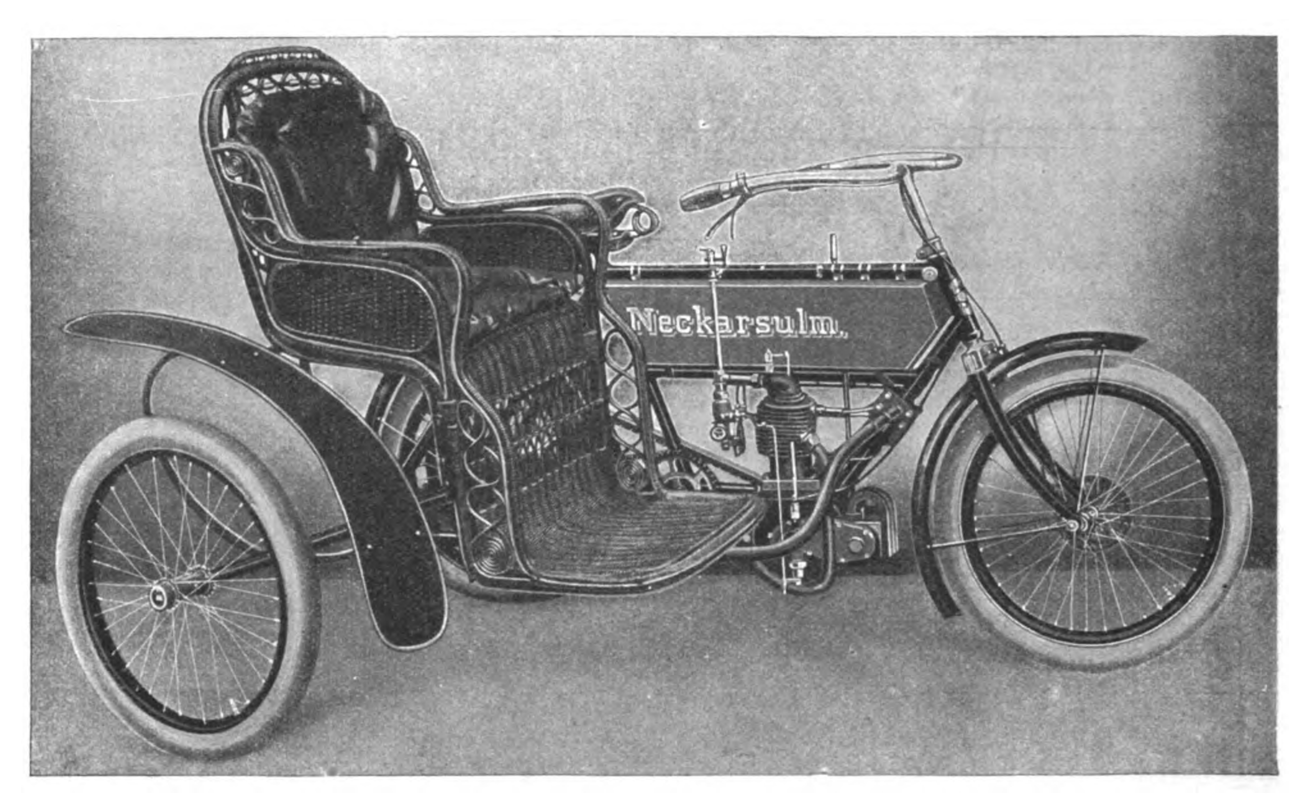


Fig. 23. Neckarsulmer Motorzweirad mit abnehmbarem Seitenwagen.

Zweckentsprechender für zwei Personen ist jedoch das von der *Cyklon-Maschinenfabrik m. b. H.* in Berlin gebaute Fahrzeug „Cyklonette" (Fig. 24). Um es möglichst leicht zu gestalten, ist die Form des Dreirades mit 110 cm Spur gewählt, bei dem der Motor seine Kraft mittels Riemen und Kette auf das Vorderrad überträgt, wodurch das Differentialgetriebe fortfällt. Der lange Rahmen ist aus nahtlosen Stahlrohren hergestellt. Der Sitz ist ähnlich wie bei Droschken abgefedert, so dass Stösse sich kaum bemerkbar machen.

Der $3^1/_2$ PS. - Motor, der später noch beschrieben wird, ruht federnd an der verstärkten Vorderradgabel und wird mittels Lasche am Steuerrohr festgehalten. Um gleichmässigen Antrieb zu erhalten, sind zu beiden Seiten des Motors aussenliegende Schwungräder angebracht. Die zur Kühlung des Motors nötige Luftzirkulation wird durch einen Ventilator, der mittels des einen Schwungrades angetrieben wird, verstärkt.

Der Oberflächenvergaser mit seinem für 80 km Fahrt reichenden Benzinbehälter befindet sich hinter dem Motor und ist mit demselben mittels Knierohr und Gummischlauch verbunden. Im vorderen Teil des Wagenkastens ist noch ein Reservebehälter untergebracht, der einen Benzinvorrat für weitere 150 km Fahrt aufnimmt. Von diesem Behälter wird das Benzin nach Bedarf mittels Pumpe in den Behälter des Vergasers gedrückt.

Die Lenkung geschieht durch einen einarmigen Hebel, an dem zugleich alle Regulierungsvorrichtungen des Motors angebracht sind. Das Gesamtgewicht beträgt etwa 130 kg und können in der Ebene 28—32 km i. d. Stunde zurückgelegt werden. Steigungen von etwa 8 v. H. nimmt der Motor noch mit einer Person, mit zwei dagegen noch solche von etwa 6 v. H. Die Betriebskosten sind gering, da 1 l Benzin für 18—22 km ausreicht.

Bei dieser Anordnung ist der Motor nicht nur in staubfreier Lage, sondern auch durch die unbehinderte Luftzirkulation gut gekühlt, ausserdem soll ein gezogenes Fahrzeug gegenüber dem gleichsam geschobenen 25 v. H. Kraftersparnis haben.

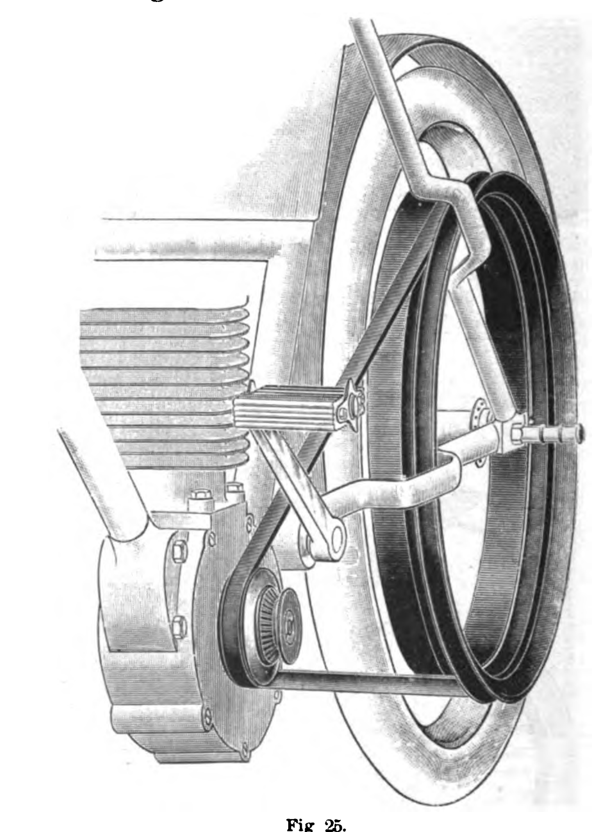


Fig 25.
Antrieb mittels Stufenscheiben der Phänomen - Fahrradwerke G. Hiller.

Für gebirgige Gegenden versehen die *Phänomen-Fahrradwerke Gustav Hiller* in Zittau ihre Motorfahrräder mit Stufenscheiben (Fig. 25). Die Scheiben sind so berechnet, dass beide Antriebe nur *eine* Riemenlänge benötigen. Die Differenz der beiden Geschwindigkeiten beträgt 50 v. H., und zwar können mit der kleinen Uebersetzung bis zu 45 km, mit der grossen dagegen bis zu 70 km i. d. Stunde zurückgelegt werden.



Fig. 26. Neckarsulmer Gepäckdreirad mit luftgekühltem Motor.

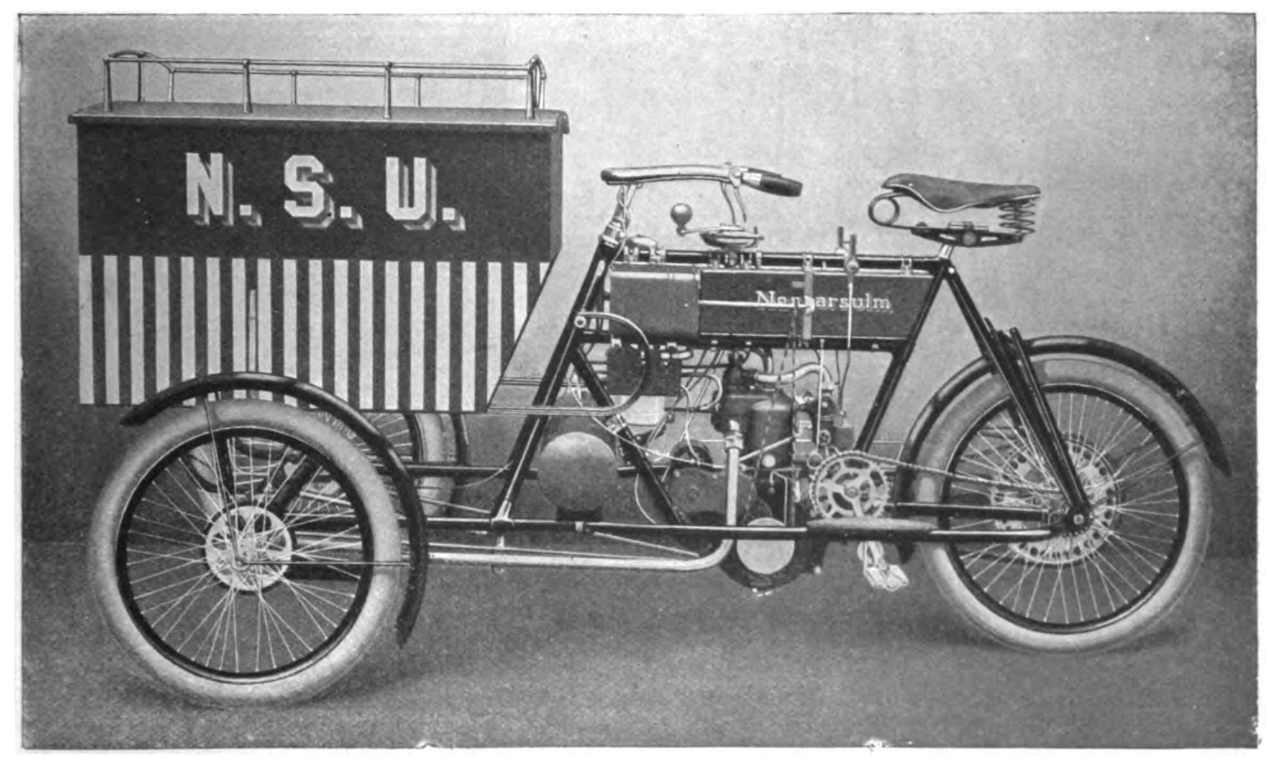


Fig. 27. Neckarsulmer Gepäckdreirad mit wassergekühltem Motor.

II. Lastenfahrzeuge.

Die Motorgepäckdreiräder haben sich in grösseren Städten rasch eingebürgert und dürften auch dazu berufen sein, die für den Fahrer sehr mühsamen Gepäckdreiräder ohne Motor, wenigstens für schwerere Lasten zu verdrängen, zumal sich die verhältnismässig unbedeutenden Mehrkosten in kurzer Zeit infolge Zeitersparnis und durch rasche Beförderung bezahlt machen.

Fig. 26 zeigt ein auf sehr einfache Weise aus dem Zweirad (Fig. 8) entstandenes Motordreirad der *Neckarsulmer Fahrradwerke A.-G.* in Neckarsulm. Das Motorzweirad ist wie bei Fig. 22 mit dem Vorsteckwagen verbunden und dessen Sitz gegen einen Kasten vertauscht.

Die gleiche Einrichtung besitzt das Zweirad (Fig. 10)

der *Phänomen-Fahrradwerke Gustav Hiller* in Zittau. Sie scheint sich überhaupt zu verallgemeinern.

Während nun das Fahrzeug (Fig. 26) mit luftgekühltem 3 PS.-Motor an Orten mit wenig hügeligen Wegen die weiteste Verwendung finden kann, so dürfte dasjenige Fig. 27 [1]) mit wassergekühltem 4 PS.-Motor für einen raschen und modernen Betrieb in Städten mit bergigem Terrain ersterem vorzuziehen sein. Dieses Fahrzeug ist mit Leerlauf, doppelter Uebersetzung, sowie mit auf die Vorderräder wirkender Doppelbremse und Pedalrücktrittbremse versehen. Die Uebersetzung ist so gewählt, dass Lasten von mehreren Zentnern auf nicht zu bergigen Strassen in der Geschwindigkeit eines trabenden Pferdes befördert werden können, doch lässt sich diese Geschwindigkeit noch steigern, und durch Gasabdrosselung und Zündungsverstellung bis zum Fussgängertempo in einfachster Weise regeln. Bezüglich der Anordnung des Motors usw. trifft das zu Fig. 9 Gesagte zu.

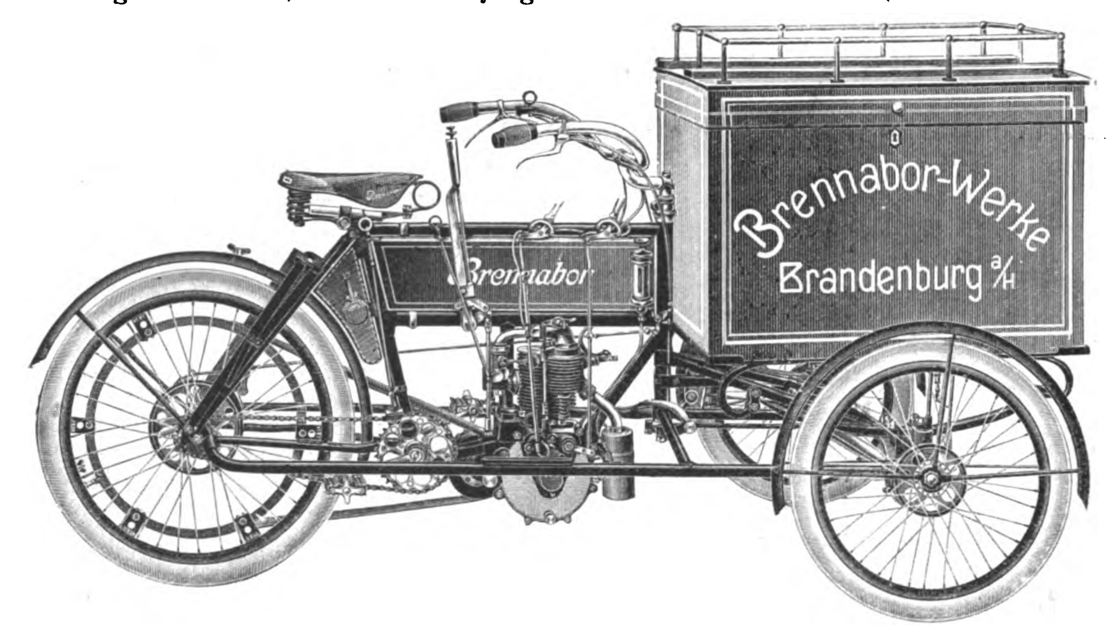


Fig. 28. Motorgepäckdreirad der Brennabor-Fahrradwerke Gebr. Reichstein.

Bei dem Gepäckmotordreirad (Fig. 28) der *Brennabor-Fahrradwerke Gebr. Reichstein* in Brandenburg a. H. wird die Kraft des Motors durch Ketten auf eine Vorgelegewelle übertragen. Das Vorgelege, das gleichzeitig die Reibungskupplung in sich schliesst, ist so angebracht und konstruiert, dass der Fahrer, wenn die Kupplung durch den rechts vom Sattel angebrachten Ausrückhebel ausgeschaltet ist, durch das übliche Antreten den Motor mit Leichtigkeit in Gang setzt, ohne das Fahrzeug mit zu bewegen. Anfahren erfolgt erst, wenn die Treibachse mittels des erwähnten Hebels mit dem Motor gekuppelt wird. Auch hier ist besonderer Wert auf schnelles Anhalten gelegt; es sind deshalb zwei unabhängig voneinander wirkende Bremsen vorgesehen.

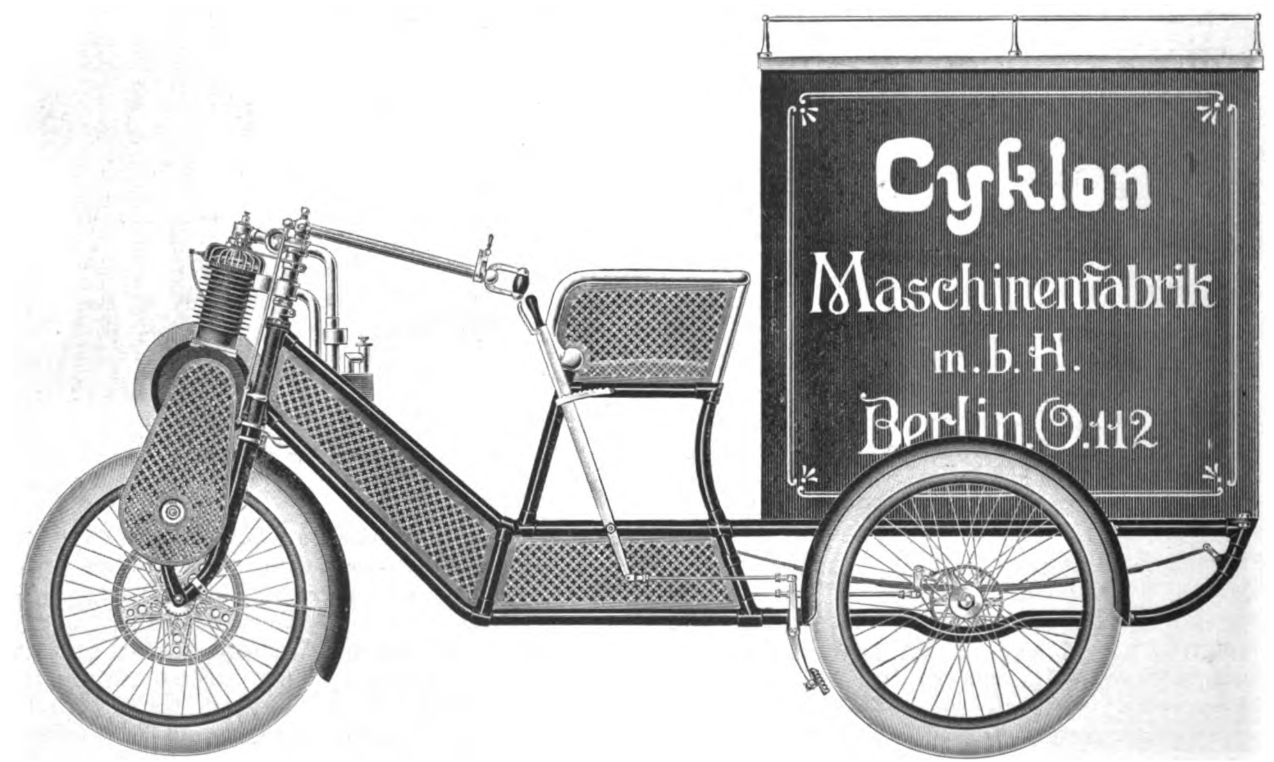


Fig. 29. Motorgepäckdreirad der Cyklon Maschinenfabrik m. b. H.

Für schwere Lasten — bis 150 kg ausser dem

[1]) Diese Figur zeigt auch den bei Fig. 9, S. 263, erwähnten Antrieb der Ventilatoren.

Fahrer — baut die *Cyklon-Maschinenfabrik m. b. H.* das Fahrzeug Fig. 29. Es ist nach Art der „Cyklonette“ Fig. 24 gebaut und besitzt einen $2^{1}/_{2}$ PS.-Motor mit Leerlauf und zwei Uebersetzungen 1 : 6 und 1 : 12, durch welche es Steigungen bis zu 10 v. H. bewältigt. In der Ebene legt es 20 km i. d. Stunde zurück, wobei sich der Benzinverbrauch für das Kilometer auf etwa $1^{1}/_{2}$ Pfg. beläuft. (Fortsetzung folgt.)

Die Erzeugung von Glühlicht mit flüssigen Brennstoffen.

(Schluss von S. 286 d. Bd.)

Wir unterschieden eingangs an allen Glühlichtbrennern zwei Hauptteile: einen, der den Brenndampf und einen, der das Brenndampfluftgemisch liefert. Der erste gleicht bei den Schweelbrennern meist einem Dochtbrenner. Z. B. zeigt der in Fig. 10 dargestellte Petroleumglühlicht-

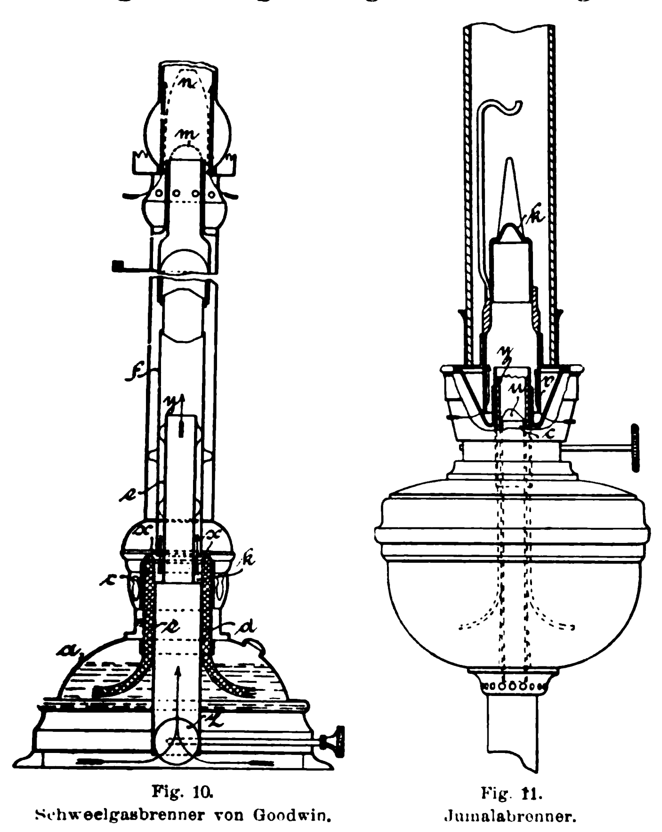


Fig. 10. Schweelgasbrenner von Goodwin. Fig. 11. Jumalabrenner.

Schweelbrenner den Behälter *a*, den Docht *d* in Dochtscheiden *c e*. Am Docht brennt bei *k* die Flamme, und zwar wie bei Fig. 9 eine Schweelflamme, niedergehalten durch die beschränkte Luftzufuhr durch den Schlitz *x*. Die von der Schweelflamme erzeugten überschüssigen Brennstoffdämpfe zeigen in dem Raum zwischen den Röhren *f* und *c* auf und erfahren bei *y* eine reichliche Luftzufuhr aus dem inneren, unten bei *z* offenen Dochtrohr *e*. Die Mischung wird eine innige während des Aufsteigens im Rohr *f* und verbrennt oberhalb des Brennersiebes *m* in einer den Strumpf *n* beheizenden Blauflamme. Das Dampfluftgemisch wird also erzielt, indem die die Verdampfung bewirkende Flamme durch Beschränkung der Luft niedergehalten wird, die von der Schweelflamme abgegebenen Dämpfe fortgeführt, mit Luft gemischt und das Gemisch einem Gasbrenner *m* zugeführt wird, an dem sich erst die Nutzflamme entwickelt. Die Aehnlichkeit mit dem Vorgang in Fig. 6 ist augenfällig, der Unterschied liegt darin, dass bei Fig. 9 die Schweel- und die Nutzflamme unmerklich ineinander übergehen, während sie bei den eigentlichen Schweelbrennern deutlich durch einen grossen, verbrennungslosen Zwischenraum getrennt sind. Der Schweelbrenner Fig. 11 zeigt die eigenartige Erscheinung der umgekehrten oder Luftflamme. Der im inneren Dochtrohre *c* aufsteigende beschränkte Luftstrom brennt in der vom Docht *y* sich entwickelnden Brennstoffdampfatmosphäre in Gestalt der Flamme *u*. Die weitere Luftzufuhr findet bei *v* statt, die Nutzflamme brennt bei *k*. Fig. 10 ist ein englisches, für Petroleum bestimmtes Modell, Fig. 11 der am Markt befindliche *Jumala*brenner für Spiritus (vergl. auch D. p. J. 1904, Bd. **319**, S. 599). Die Schweelbrenner haben sich noch wenig eingeführt, obgleich, dies zur Vermeidung von Missverständnissen, an ihnen nichts weiter übel riecht als der Name. Es wäre vielleicht nicht unlohnend, sie für Spiritus noch weiter auszubilden. Geeignete Mittel, um die Wärmeverzettelung zu vermeiden (Luftmäntel, Neusilber), müssten vorgesehen werden.

Den in Fig. 12 dargestellten Brenner könnte man für einen Schweelbrenner halten, bei dem in der Sieb-

Fig. 12. Karburierbrenner.

Fig. 13. Vergaserbrenner mit Hilfsbrenner.

kammer *a* am Dochte *b* eine durch beschränkte Luftzufuhr klein gehaltene Schweelflamme brennt, deren Gase mit bei *c* und *d* eintretender Luft sich mischen, aus *a* austreten und bei *x* eine Blauflamme liefern.

Nach den Angaben des amerikanischen Erfinders gehört aber der Brenner zu einer anderen Brennerart, den Karburierbrennern. Es soll nämlich bei *b* während des Betriebes *keine* Flamme brennen und die Verdampfung des Brennstoffs nur durch die Hitze bewirkt werden, welche dem Docht durch die innere und äussere Siebwand der Kammer *a* von der bei *x* brennenden Flamme mitgeteilt wird. Die Siebkammer ist also ein Verdampfungsraum, aber kein geschlossener, sondern er wird von einem Luftstrom, eintretend bei *c* und *d*, durchschritten. Der Luftstrom wird mit den Dämpfen geschwängert, karburiert, daher rechtfertigt sich die Bezeichnung Karburierbrenner. Der Brenner Fig. 12 ist darum noch besonders merkwürdig, weil er fast ohne Abänderungen als Schweel- oder als

Karburierbrenner benutzt werden könnte. Er ist also gewissermassen ein Chamäleon, das demjenigen, der etwa im Falle einer Patentverletzung seine eigentliche Farbe zu bestimmen genötigt wäre, etwas zu raten aufgeben würde.

Mit Fig. 9 haben wir die eigentlichen Dochtbrenner verlassen, bei welchen Verdampfung, Mischung mit Luft und Verbrennung in engstem räumlichen Nebeneinander an der Spitze eines Dochtes und im nicht körperlich begrenzten Raume stattfindet. Fig. 9 bildet den Uebergang zu den Schweelbrennern und Karburierbrennern nach Fig. 10, 11 und 12, bei denen die Verdampfung und Mischung mit Luft im körperlich unbegrenzten, aber von Luft durchschrittenen Raume, an einer Dochtspitze oder auf einem Flüssigkeitsspiegel vor sich geht, und zwar bei den Schweelbrennern mit Flammenbildung, bei den Karburierbrennern ohne Flammenbildung, und die Verbrennung an einem deutlich davon geschiedenen Orte. Die Gasbewegung wird bei allen drei Brennerarten in der Hauptsache durch ein Zugglas oder dergl. bewirkt. Bei der vierten und letzten Brennerart sind alle drei Vorgänge, Verdampfung, Mischung, Verbrennung örtlich deutlich voneinander geschieden. Die Verdampfung findet in einem nur mit Brennstoff (aber nicht mit Luft) gespeisten Raume statt, einem Verdampfer, Retorte oder dergl. Der Dampf bläst *mit Druck* durch einen engen Auslass, die Düse, aus. Der Dampfstrahl wird wie der Gasstrahl eines Bunsenbrenners in ein Mischrohr eingeblasen, das Gemisch brennt oberhalb des das Mischrohr oben abschliessenden Siebes, am Brennerkopf. Da alle Brenner dieser Art, die Dampfbrenner mit Blauflamme, genauer Verdampfer-Bunsenbrenner, kurz Dampfglühlichtbrenner, den einmal erzeugten Dampf in ganz gleichartigen Vorrichtungen mischen und verbrennen, werden wir uns genauer nur mit den verschiedenen Einrichtungen zur Verdampfung zu beschäftigen haben.

Was zunächst die Beheizung des Verdampfers betrifft, so stehen zwei Hauptmöglichkeiten offen, entweder den Verdampfer durch eine besondere Wärmequelle oder durch die vom Dampfbrenner selbst gelieferte Wärme zu beheizen. In Fig. 13 ist *b* der Verdampfer, welcher durch die Dochte *e* in Röhren *f* mit Spiritus versorgt wird und durch den besonderen Hilfsbrenner *a* mit Docht *g* beheizt wird. Der Dampf bläst bei *h* aus in einen darüber sitzenden *Auer*brenner *i* (Fig. 14). Der Betrieb wird durch die Unterhaltung der Hilfsflamme etwas verteuert, ist aber bei Verwendung von Spiritus immer noch bedeutend billiger als der der Spiritusdochtlampen.

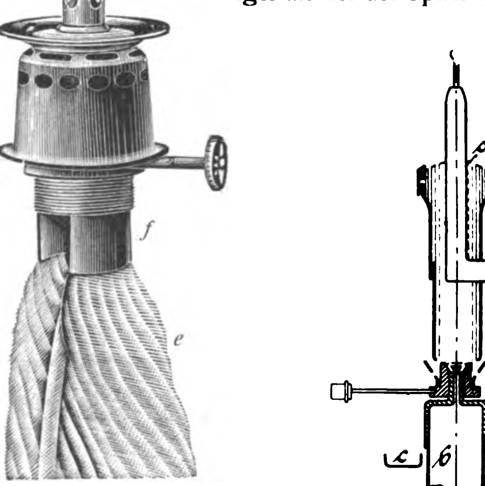


Fig. 14. Vergaserbrenner mit Hilfsbrenner.

Fig. 15. Vergaserbrenner mit Wärmerückleitung (Amorbrenner).

Ein Uebelstand dieser Brennerart ist, dass die Hilfsflamme am Vergaser Russ absetzt und Dunst verbreitet. Bei Petroleum verschärft sich dieser Misstand so, dass Petroleumbrenner dieser Art ganz verschwunden sind. Am Markte befindliche Spiritusbrenner mit Hilfsflamme sind in dem eingangs erwähnten Bericht (D. p. J. 1904, **319**, S. 570, Fig. 1) erwähnt.

Die Beheizung durch die Wärme der Brennerflamme selbst lässt sich wieder in verschiedener Weise denken. Fig. 15 (Konstruktionszeichnung des Amorbrenners (s. D. p. J. 1904, Bd. **319**, S. 571) stellt einen Vertreter der Brennerart vor, bei welcher ein Teil der Wärme der bei *a* brennenden Flamme durch Leitung in den Metallteilen des Brenners zum Verdampfer *b* geführt wird. Zur Wärmeleitung können entweder die Brennerwandungen dienen oder besondere massige Metallschienen *d* (Fig. 15). Für Spiritus werden diese „Brenner mit Wärmerückleitung" bevorzugt, wie sich aus dem erwähnten Ausstellungsbericht ergibt. Sie sind entschieden brauchbar, wenngleich sie einige noch zu erwähnende Mängel haben. Für Petroleum und verwandte Brennstoffe sind sie in Deutschland noch kaum verwendet worden; bei der hohen Verdampfungstemperatur des Petroleums dürfte die Zuleitung genügender Wärme zum Verdampfer nicht leicht sein; eher wird dies bei Gasolin u. dgl. möglich sein. Uebrigens reicht auch bei leicht verdampfenden Brennstoffen die Beheizung des Verdampfers durch Wärmeleiter kaum aus, wenn es sich um Erzeugung solcher Dampfmengen handelt, wie sie zum Betriebe sehr lichtstarker Brenner, z. B. für Aussenbeleuchtung nötig sind. Hier muss man den Verdampfer unmittelbar der Brennerflamme aussetzen, indem man ihn im Innern der Flamme oder darüber oder daneben anordnet.

Verdampferlampen mit über der Brennerflamme stehendem Verdampfer sind die Record-Spirituslampe von *Helfft*. Nach denselben Grundzügen sind die Lampen von *Meenen* (Säkularlampe [D. p. J. 1904, **319**, S. 583]), von *Zehnpfund* (Schwertlampe [D. p. J. 1904, **319**, S. 583]) und der *Phöbus-Gesellschaft*, Dresden (D. p. J. 1904, **319**, S. 599), eingerichtet. (Diese Gesellschaft vertreibt auch einen Spiritusbrenner mit Wärmerückleitung [D. p. J. 1904, **319**, S. 571]). Auch für Petroleum wird dieser Brennertypus angewendet; der Verdampfer hat hier meist die Gestalt eines geraden Rohres. Insbesondere die *Kitsongesellschaft* [3]) und die *Washingtongesellschaft* vertreiben Petroleum-Glühlichtbrenner, jene Brenner mit über oder in, diese mit neben der Flamme angeordnetem Vergaser. Beide Gesellschaften, ferner die *Gasglühlichtwerke Eisner*, Berlin, haben ausserdem Verdampferbrenner für Petroleum gebaut, welche einer bisher noch nicht erwähnten Brennerart angehören. Bei dieser neuen Art wird der Verdampfer zwar durch eine Hilfsflamme, aber nicht durch die Flamme eines besonderen Dochtbrenners beheizt. Es wird vielmehr die Hilfsflamme durch einen abgezweigten Teil des im Vergaser erzeugten Dampfes oder des im *Auer*brenner hergestellten Dampfluftgemisches gespeist. Bei dem in Fig. 16 dargestellten *Washington*brenner ist *a* der Verdampfer, welcher seinen Dampf bei *b* in den *Auer*brenner *c* mit Lufteinlässen *d* bläst. Das Dampfluftgemisch verbrennt in der Hauptsache bei *e*, ein Teil wird aber durch die Platte *f* abwärts gedrängt, geht zwischen den Hülsen *c* und *g* abwärts und verbrennt bei *h* in Gestalt kleiner Flämmchen, welche den Metallflantsch *i* des Verdampfers *a* erhitzen und so die Verdampfung unterhalten. Für Spiritus würde diese Brennerart im Vergleich zu den mit Wärmeleitung oder mit Verdampfer über der Flamme zu teuer werden. Für Petroleum könnte sie wohl

[3]) D. R. P. 112 124, 112 588, 114 657, 118 091, 118 844, 119 106, 123 440, 123 441, 123 588, 124 438.

Bedeutung gewinnen für Tischlampen, bei denen ein Aufbau des Verdampfers nebst Zubehör über der Lampe nicht recht gangbar ist. Leider haben die Petroleumverdampferlampen überhaupt eine für Zimmerlampen recht unangenehme Eigenschaft: sie zischen hörbar. Das Geräusch stammt von dem mit ziemlicher Pressung austretenden Dampfstrahl. Man hat mancherlei versucht, um es zu dämpfen.

Fig. 17 zeigt einen derartigen Versuch bei einer *Kitson*-Tischlampe mit in der Flamme liegendem Petroleumverdampfer *a*. Der Dampf bläst bei *b* nach unten in den Mischraum *c* mit Lufteinlässen *d*. Das

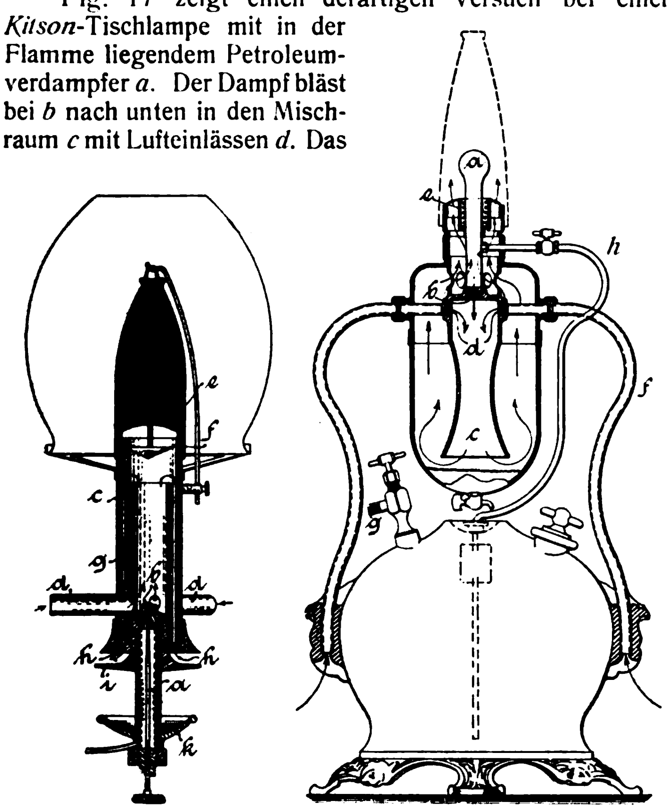


Fig. 16. Vergaserbrenner mit Hilfsflamme (Washingtonbrenner). Fig. 17. Kitsonbrenner mit Schalldämpfung.

Gemisch verbrennt bei *e*. Der Mischraum, in welchem das Geräusch der Düse *b* entsteht, ist rings geschlossen, bis auf die Lufteinlässe *d*, welche sich in langen Rohren *f* fortsetzen, in denen der Schall verhallen soll. Wieweit das Dämpfungsmittel wirksam, ist uns nicht bekannt.

Soviel von der Beheizung des Verdampfers, das Wichtigste aus einer Legion von Vorschlägen. Einige Worte müssen noch über die Zuführung des Brennstoffs zum Verdampfer und die Einleitung der Verdampfung gesagt werden.

Bei den Brennern mit selbständigem Hilfsdochtbrenner (Fig. 13) wird die Einleitung der Verdampfung von diesem Heizbrenner besorgt. Alle Brenner aber, deren Verdampfer erst durch die aus dem Verdampfer gespeiste Flamme beheizt werden, bedürfen natürlich besonderer Anheizung. Selbst Thermophore und elektrische Heizwiderstände sind als Anheizer versucht worden. Alle erdenklichen Einrichtungen sind als Anheizquellen vorgeschlagen; meist aber dienten hierzu offene Schalen (*c*, Fig. 15, und *k*, Fig. 16), in welche ein wenig Spiritus eingegossen oder durch Abmesshähne zugeführt wird (*d* d^1 auf S. 583 D. p. J. 1904, **319**, Fig. 13 ist ein Abmesshahn).

Ein wichtiges Zubehör einer brauchbaren Verdampferlampe ist die Brennstoffzuführung zum Verdampfer. Bei den in Fig. 13 und 15 gezeigten Lampen führt man den Brennstoff, Spiritus, durch Saugdochte zum Verdampfer. Für Spiritusbrenner, insbesondere die kleineren Ausführungen für Innenbeleuchtung, ist dieses Mittel das fast ausschliesslich verwendete und ausreichend. Die in den Verdampfer hineinragenden Dochtenden sind auch Hauptsitz der Verdampfung. Ein Spiritusflüssigkeitsspiegel neigt zu stossweiser Verdampfung, welche ein Zucken der Lampe ergeben würde, daher füllt man, wo Saugdochte fehlen und wie bei der *Schuchardt*-Lampe (D. p. J. 1904, **319**, S. 583) durch Leitungen mit Gefälle ersetzt sind, den Verdampfer mit porösen unverbrennlichen Packungen aus. Neben den Saugdochten und den Leitungen aus höher gelegenen Behältern, welch letztere für Tischlampen unhandlich sind, verwendet man noch Rohrleitungen aus unter Druck gesetzten Behältern, mit Druckreglern usw. Bei der Lampe Fig. 17 ist der Hahn *g* vorgesehen, um Pressluft in den Petroleumbehälter einzulassen, welche den Brennstoff durch die Leitung *h* zum Verdampfer drückt.

Zum Schluss sollen noch einige Vergleiche über die Eigenschaften der behandelten Brenner im Gebrauche angestellt werden.

Alle Verdampferbrenner für Glühlicht geben recht befriedigende Lichtstärken, die Starklichtbrenner für Aussenbeleuchtung (Verdampfer über, neben, in der Flamme) ganz ausserordentliche. Die für den Hausgebrauch in erster Reihe in Betracht kommenden Spiritusverdampferlampen mit Wärmerückleitung (*Amor*, *Piccolo*, *Phoebus*) sind auch bei sorgsamer Behandlung verlässlich. Immerhin erfordert die Erneuerung der nach einiger Zeit verkohlenden oder verharzenden Dochte und Packungen und das Wiedermontieren der verschiedenen Verschraubungen, Dichtungen usw. eine Hand, die in solchen Arbeiten erfahrener ist als etwa die des dienstbaren Hausgeistes. Explosionen sind nur in dem Falle zu befürchten, dass man die Lampe anheizt, ohne das Verdampferauslassventil zu öffnen, falls ein solches vorhanden; doch sind wie bei dem neuen Modell des Amorbrenners (D. p. J. 1904, **319**, S. 571) Vorkehrungen getroffen worden, um diese Vergesslichkeit unmöglich zu machen.

Die Notwendigkeit der Anheizung bei den Brennern, welche ihren Verdampfer selbst beheizen, ist eine Unbequemlichkeit, da sie einige Handgriffe und einige Zeit erfordert, ehe man Licht hat. Auch ist das Hantieren mit dem Anheizkännchen oder -heber oder -fackel nicht ohne Feuersgefahr, natürlich nur bei mangelnder Sorgfalt. Leuten, welche spät oder unter erschwerenden Umständen nach Hause zu kommen pflegen, sind anzuheizende Lampen nicht zu empfehlen. Im ganzen kann man sagen, dass die Dochtbrenner einfacher und von ungeübteren Händen zu bedienen sind als die Verdampferbrenner.

Ordnet man die verschiedenen Glühlichtbrennerarten nach dem Preise der von ihnen gelieferten Lichteinheit, so wird etwa folgende Reihe zutreffend sein: Spiritusdochtbrenner, Spiritusverdampferbrenner, Petroleumdochtbrenner, Petroleumverdampferbrenner, wobei die erste Brennerart das teuerste Licht gibt. Für den Hausgebrauch ist natürlich der Preis des Gesamtlichtes nicht unwichtig und auch in dieser Hinsicht ist der Betrieb der Spiritusdochtglühlichtbrenner der teuerste, der der Petroleumglühlichtbrenner der billigste. Die Spiritusverdampferbrenner stehen in der Mitte. Eine Petroleumdochtglühlichtlampe verbraucht nicht wesentlich mehr Petroleum wie die gewöhnliche Rundbrennerlampe mit leuchtender Flamme, liefert aber erheblich mehr Licht.

Die Einrede, dass man durch den Gebrauch von Spirituslampen dem Petroleumtrust Abbruch tue, wird auf den Lampenkäufer wenig Eindruck machen, denn selbstverständlich würde der vom Petroleumtrust verlassene Platz von einem Spiritustrust eingenommen werden.

Auf die Frage, welche Brennerart etwa für die Zimmerbeleuchtung am meisten zu empfehlen, lässt sich eine Antwort ohne Hörner und Zähne nicht geben. Kein technisches Ding stellt eine Vollkommenheit dar, so hat auch jeder der brauchbaren Glühlichtbrenner seine besonderen

kleinen Mängel, die aber den verschiedenen Benutzern ganz verschieden fühlbar werden. Der eine hat eine Idiosynkrasie gegen den geringsten Spiritusgeruch, der den andern in keiner Weise stört u. s. f.

Für die Aussenbeleuchtung kommen in der Hauptsache Verdampferlampen in Frage, und zwar behauptet hier noch der Spiritus das Feld. Die Petroleumverdampferlampen müssen, um im *Auer*brenner die nötige reichliche Luftzumischung zum Petroleumdampf zu ermöglichen, mit starkem Verdampferdruck arbeiten, der wieder einen noch höheren Druck für die Zuführung des Petroleums erfordert. Die Folge ist, dass man den Brennstoff nicht mehr gut aus höher gelegenen Behältern nur mit Gefälle zuführen kann, sondern Pressung, meist durch komprimierte Luft anwenden muss, was bei Aussenanlagen zu besonderen, nur bei grösseren Anlagen wirtschaftlichen Verteilungseinrichtungen nötigt. Bei grösseren Anlagen aber trifft der flüssige Brennstoff auf leistungsfähigere Nebenbuhler, wenigstens in Deutschland. In Amerika scheint sich Petroleum auch hier noch behaupten zu können.

Dr. Wr.

Kleinere Mitteilungen.

Ein Innenmikrometer,

welches hauptsächlich zur genauen Messung des Durchmessers zylindrischer Bohrlöcher bestimmt ist, wird in „Engineering" vom 23. September 1904 beschrieben. Die für diesen Zweck bisher benutzten Lehren und Kaliber erfordern immerhin einige Geschicklichkeit und Sorgfalt zur Erreichung genauer Ergebnisse. Auch die bisher üblichen Mikrometer litten an dem Uebelstande, dass, wie bei ersteren der von innen zu messende Zylinder nur an zwei Punkten berührt wurde und zur Erreichung genauer Messungen diese beiden Punkte genau auf einem Durchmesser liegen müssen, was grosse Sorgfalt beim Messen erfordert.

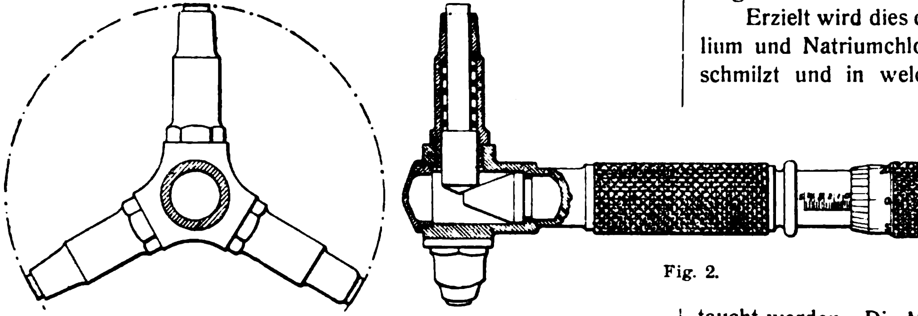


Fig. 1. Fig. 2.

Das neue Innenmikrometer, welches durch die Fig. 1 und 2 veranschaulicht wird, ist von diesem Uebelstande frei. Es läuft, wie Fig. 1 zeigt, in drei radiale Arme aus, deren jeder einen beweglichen, harten, an dem einen Ende abgerundeten Messzylinder aus Stahl enthält; anderseits enden diese Messzylinder in je einem Konus, der mit einem entsprechenden Konus der Mikrometerspindel vermittels Spiralfedern in sicheren Kontakt gebracht ist, wie Fig. 2 zeigt, so dass beim Drehen der Mikrometerspindel die Messzylinder sich gleichmässig nach aussen bewegen. bis ihre abgerundeten Enden mit der zu messenden Zylinderfläche des Bohrloches in Kontakt kommen. Der Durchmesser kann dann an der Teilung auf $^1/_{1000}$ Zoll abgelesen werden. Auswechselbare Messzylinder gestatten einen Messbereich von $2^1/_2$ bis zu 24 Zoll zu beherrschen.

Das Instrument wird von der *Newall Engineering Company,* Limited, Athertons Quay, Warrington, hergestellt. Dr. *K.*

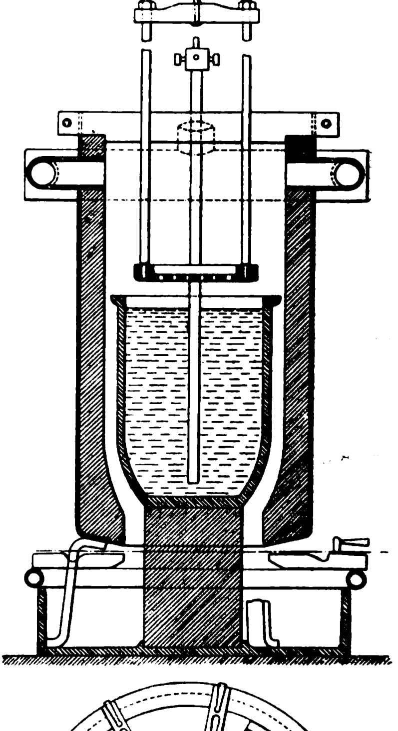
Brayshaws Härte-Ofen,

dessen Beschreibung wir aus „Engineering" vom 14. Oktober 1904 entnehmen, bezweckt vor allem Gleichmässigkeit in der Erwärmung der zu härtenden Gegenstände. Bekanntlich ist die Erzielung einer gleichmässigen Temperatur beim üblichen Härteverfahren eine recht schwierige Sache und kleine Ungleichmässigkeiten sind oft Veranlassung zu Sprüngen, welche kostbare Werkstücke vernichten.

Wenn das Härten also bisher an die Geschicklichkeit und Aufmerksamkeit des Arbeiters grosse Ansprüche stellte, die oft durch äussere Umstände gestört wird, so scheidet der neue Härteofen diesen Faktor dadurch aus, dass er durchweg gleichmässige Temperatur erzeugt, welche die zu härtenden Gegenstände unbedingt annehmen müssen.

Erzielt wird dies durch ein Salzbad aus einer Mischung von Kalium und Natriumchlorid, das bei einer Temperatur von 700° C. schmilzt und in welches die zu härtenden Gegenstände eingetaucht werden. Die Mischung ist nicht giftig und hat keine nachteiligen Wirkungen auf Stahl, auch ist der Verlust durch Verdampfung ein sehr geringer. Die Fig. 1 und 2 zeigen den Ofen im Durchschnitt und Querschnitt. Eine Reihe von Bunsenbrennern ist radial um den die Salzmischung enthaltenden Schmelztiegel angeordnet. Mit ihnen wird unter Zuhilfenahme eines Gebläses die Salzmischung zum Schmelzen gebracht, und nachdem die richtige Temperatur, welche mit Hilfe eines Pyrometers genau bestimmt werden kann, erreicht ist, werden die zu härtenden Gegenstände, welche sich auf einem über dem Tiegel schwebenden Sieb befinden, samt diesem Sieb in das Salzbad eingetaucht. Auf diese Weise kann eine grosse Zahl kleiner Gegenstände zweckmässig und schnell behandet werden, wobei ungleichmässige Erwärmung oder Ueberhitzung ausgeschlossen ist.

Fig. 1



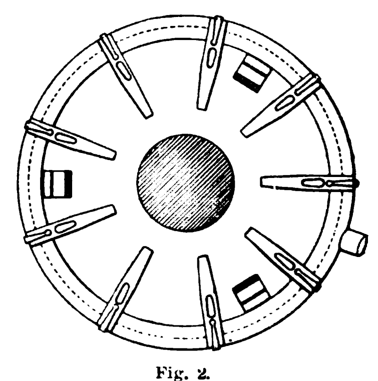


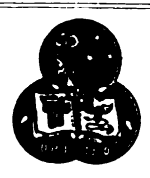
Fig. 2.

Der Verkauf des Ofens ist der Firma *C. Churchill & Co.,* London, übertragen worden. Dr. *K.*

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.
86. Jahrg., Bd. 320, Heft 20. Berlin, 20. Mai 1905.
Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.



Der Wärmedurchgangskoeffizient für Gasmotoren nach Diagrammen von Prof. Dr. Slaby.

Von **Kurt Bräuer**, Ingenieur, Mittweida.

Ein wesentlicher Verlustfaktor der Verbrennungskraftmaschinen liegt in der — wegen der hohen Gastemperaturen — notwendigen Wasserkühlung. Die Höhe dieses Verlustes kann man nach neuesten Messungen zu rund 35 v. H. der in den Arbeitsprozess eintretenden Wärme ansetzen. Ueber den Charakter der Wärmeübertragung hat nach meinem Wissen bisher nur Prof. Dr. *Slaby* [1]) erschöpfende und genaue Angaben gemacht. Diese Angaben habe ich benutzt, um die Grösse des Wärmedurchgangskoeffizienten und seine Veränderlichkeit mit der Temperaturdifferenz — Gastemperatur und mittlere Temperatur des Kühlmantels — zu studieren.

Veranlassung zu dieser Studie gab ein Versuch aus dem theoretischen Diagramm einer Verbrennungskraftmaschine das durch die Kühlwasserverluste herabgesetzte wirkliche Diagramm zu ermitteln.

Dem eigentlichen Thema vorangehend mögen hier noch einige Erörterungen hinsichtlich der spezifischen Wärmen Platz finden, die in nachstehendem Verwendung gefunden haben.

Slaby hat in seinen Rechnungen die spezifischen Wärmen von *Mallard* und *Lechatelier* benutzt. Neuere Forschungen haben aber zweifellos dargetan, dass die von diesen Forschern angegebenen Gleichungen zur Berechnung der Molekülarwärmen von CO_2, H_2O und einfachen Gasen für hohe Temperaturen zu hohe Werte ergeben. Wohl steigt die Molekülarwärme mit der Temperatur, aber nicht so stark, wie *Mallard* und *Lechatelier* angeben. Zu diesem Ergebnis kommt auch Prof. *Eug. Meyer* in seinen Untersuchungen an einem Gasmotor. [2]) Mir schien deshalb die Anwendung der von *Mallard* und *Lechatelier* gegebenen Molekülarwärmen bedenklich.

Mit den praktischen Erfahrungen besser in Einklang stehen die von Dr. *A. Langen* [3]) gefundenen Molekülarwärmen, die für CO_2 und H_2O bei höheren Temperaturen wesentlich kleiner sind, als die von *Mallard* und *Lechatelier* angegebenen.

In folgendem sind die von Dr. *Langen* gefundenen Molekülarwärmen benutzt worden.

Es sei:

C die mittlere Molekülarwärme zwischen 0^0 und t^0 C,

$C_{t_1-t_2}$ die mittlere Molekülarwärme zwischen $t_1{}^0$ und $t_2{}^0$ C,

C_t die wahre Molekülarwärme bei t^0 C,

C_0 die wahre Molekülarwärme bei 0^0 C.

Ist: $C = \alpha + \beta t$, so ist:

$$C_{t_1-t_2} = \frac{(\alpha + \beta t_2) t_2 - (\alpha + \beta t_1) t_1}{t_2 - t_1}$$

oder
$$C_{t_1-t_2} = \alpha + \beta (t_1 + t_2) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 1)$$

oder
$$C_{T_1-T_2} = \alpha + \beta (T_1 + T_2) - 2 \cdot 273 \beta$$
$$= \alpha' + \beta (T_1 + T_2) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 1a)$$

Ferner ist: $C = \frac{C_0 + C_t}{2}$ oder

$$C_t = 2C - C_0 = \alpha + 2 \beta t \quad . \quad . \quad 2)$$

Ist μ die Moleküħlzahl, dann ist:

$$c_{T_1-T_1} = \frac{C_{T_1-T_2}}{\mu} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 3)$$

die mittlere spezifische Wärme zwischen T_1 und $T_2{}^0$.

Nach Dr. *Langen* ist die mittlere Molekülarwärme zwischen T_1 und $T_2{}^0$

für H_2O: $C_{T_1-T_2} = 4{,}726 + 0{,}00213 (T_1 + T_2)$,

„ CO_2: $C_{T_1-T_2} = 5{,}28 + 0{,}0026 (T_1 + T_2)$,

„ zweiatomige Gase: $C_{T_1-T_2} = 4{,}47 + 0{,}0006 (T_1 + T_2)$.

Für die in Betracht kommenden Gase ergeben sich darnach die spezifischen Wärmen (f. d. 1 kg):

für gleichbleibendes Volumen:

für Stickstoff $\mu = 28$;
$c_{T_1-T_2} = 0{,}1589 + 0{,}000021 (T_1 + T_2)$

„ Sauerstoff $\mu = 32$;
$c_{T_1-T_2} = 0{,}1396 + 0{,}000019 (T_1 + T_2)$

„ Kohlenoxyd $\mu = 28$;
$c_{T_1-T_2} = 0{,}1589 + 0{,}000021 (T_1 + T_2)$

„ Kohlensäure $\mu = 44$;
$c_{T_1-T_2} = 0{,}1185 + 0{,}00006 (T_1 + T_2)$

„ Wasserdampf $\mu = 18$;
$c_{T_1-T_2} = 0{,}2623 + 0{,}00012 (T_1 + T_2)$

Das Untersuchungsmaterial.

Das gesamte Material für die nachstehende Studie ist der Abhandlung von Prof. Dr. *Slaby* über die kalorimetrischen Untersuchungen des Kreisprozesses einer Gasmaschine entnommen. [4])

[1]) Kalorimetrische Untersuchungen des Kreisprozesses der Gasmaschinen.

[2]) Mitteilungen über Forschungsarbeiten, Heft 8.

[3]) Mitteilungen über Forschungsarbeiten, Heft 8.

[4]) Verhandlungen des „Vereins zur Förderung des Gewerbefleisses“, Jahrgänge 1890—1892.

Die durchschnittliche Zusammensetzung des Leuchtgases ist in Tab. 1 angegeben.

Tabelle 1.

	cbm	Gewicht von 1 cbm	Gewicht	Heizwert von 1 cbm	Heizwert
$C_n H_{2n}$	0,040	1,720	0,069	19000	764
CH_4	0,296	0,715	0,212	8500	2516
H	0,506	0,090	0,045	2573	1302
CO	0,099	1,251	0,124	3037	301
CO_2	0,022	1,966	0,043	—	—
O	0,002	1,430	0,003	—	—
N	0,035	1,255	0,044	—	—
Σ	1,000	—	0,540	—	4883

Zur vollständigen Verbrennung dieses Gases sind für 1 cbm desselben

$$0{,}069 \cdot \frac{24}{7} + 0{,}212 \cdot 4 + 0{,}045 \cdot 8 + 0{,}124 \cdot \frac{4}{7}$$

$$= 1{,}515 \text{ kg Sauerstoff}$$

oder $\frac{1{,}515}{0{,}2358} = 6{,}425$ kg $= 4{,}965$ cbm Luft nötig.

Die in den Kreis der Betrachtungen gezogenen Versuchsreihen umfassen die Nummern 283, 298, 290, 285 und 305.

Für diese ergibt sich ein mittleres Mischungsverhältnis $\frac{\text{Luft}}{\text{Gas}} = 6{,}2$ und daraus die Verbrennungsrückstände:

			im Gesamtwert
CO_2	$= 1{,}035$ kg	$= 0{,}526$ cbm	12,09 v. H.
H_2O	$= 0{,}973$ „	$= 1{,}209$ „	11,36
N	$= 6{,}175$ „	$= 4{,}916$ „	72,11
O	$= 0{,}380$ „	$= 0{,}266$ „	4,44
Σ	*= 8,563 kg*	*= 6,917 cbm*	*100,00 v. H.*

Das Volumen der frischen Ladung is 7,2 cbm, so dass durch die Verbrennung eine Volumenkontraktion von

$$\varphi = \left(1 - \frac{6{,}917}{7{,}2}\right) 100 = 4 \text{ v. H. entsteht.}$$

Die mittlere Molekülarwärme der Verbrennungsprodukte berechnet sich wie folgt:

$$C'_{\overline{T_2 - T_1}} = \left\{4{,}47 + 0{,}0006\,(T_1 + T_2)\right\} 0{,}7655$$
$$+ \left\{4{,}726 + 0{,}000215\,(T_1 + T_2)\right\} 0{,}1136$$
$$+ \left\{5{,}28 + 0{,}0026\,(T_1 + T_2)\right\} 0{,}1209$$
$$\underline{C'_{\overline{T_2 - T_1}} = 4{,}597 + 0{,}00102\,(T_1 + T_2)}$$

(für konstantes Volumen).

Das scheinbare Molekülargewicht der Rückstände ist:

$$\mu' = 0{,}1209 \cdot 44 + 0{,}1136 \cdot 18 + 0{,}7211 \cdot 28 + 0{,}0444 \cdot 32$$
$$\underline{\mu' = 28{,}976}$$

und die Gaskonstante

$$R' = 0{,}1209 \cdot 19{,}20 + 0{,}1136 \cdot 46{,}95$$
$$+ 0{,}7211 \cdot 30{,}13 + 0{,}0444 \cdot 26{,}47$$
$$\underline{R' = 30{,}46.}$$

Die mittleren spezifischen Wärmen für 1 kg und zwischen T_1 und T_2 sind für konstantes Volumen

$$\underline{c_{v\,T_2 - T_1} = 0{,}1586 + 0{,}0000352\,(T_1 + T_2)}$$

für konstanten Druck

$$\underline{c_{p\,T_2 - T_1} = 0{,}2277 + 0{,}0000352\,(T_1 + T_2)}$$

Die sonstigen für die Rechnungen notwendigen Angaben sind in Tab. 2 angegeben.

Es bedeuten:

- p_c die absolute Gasspannung nach Beendigung der Kompression,
- T_c die entsprechende absolute Temperatur,
- v_c das Kompressionsvolumen in cdm,
- p_z die absolute Gasspannung nach Beendigung der Entzündung,
- T_z die entsprechende absolute Temperatur,
- v_e das Gasvolumen nach beendeter Entflammung,
- n die minutliche Umdrehungszahl,
- G_g das Gewicht des f. d. Hub angesaugten Gases,
- G_l das f. d. Hub angesaugte Luftgewicht in gr,
- G_r das Gewicht der im Zylinder verbliebenen Rückstände in gr,
- T_m die mittlere absolute Temperatur des Kühlmantels,
- p_a die absolute Atmosphärenspannung,
- τ_e die Expansionsdauer in Stunden.

Die Berechnung der Zündtemperatur T_z ist in folgender Weise geschehen: Denkt man sich das vollständig verbrannte Gemisch auf die Anfangstemperatur T_c abgekühlt, so wird die Spannung infolge der bei der Verbrennung entstandenen Volumenkontraktion nicht p_e, sondern:

$$p'_c = p_c\left(1 - \frac{\varphi}{100}\right) = \varepsilon\, p_c \text{ in diesem Fall}$$

$$\underline{p'_c = \varepsilon\, p_c = 0{,}96\, p_c} \quad \ldots \quad 4)$$

Wird nun bei konstantem Volumen Wärme zugeführt, bis die Spannung auf p_c gestiegen ist, so erhält man als Anfangstemperatur der Wärmezufuhr — die der Entzündung entspricht — die Temperatur

$$\underline{T'_c = \frac{T_c}{\varepsilon} = 1{,}041\, T_c} \quad \ldots \quad 5)$$

Die Zündtemperatur ergibt sich dann aus der Beziehung:

$$\frac{p_c\, v_c}{T'_c} = \frac{p_z \cdot v_z}{T_z} \text{ zu}$$

$$\underline{T_z = \frac{p_z \cdot v_z}{p_c \cdot v_c} \cdot 1{,}041\, T_c} \quad \ldots \quad 6)$$

Sind T_2 und T_1 die Grenztemperaturen für ein beliebiges Volumenintervall der Expansion, Z die geleistete äussere Arbeit in WE, so ist die Abnahme der inneren Energie

$$\underline{N = G_{c_{v\,T_2 - T_1}}\,(T_2 - T_1)} \quad \ldots \quad 7)$$

und die an die Wandung abgegebene Wärme

$$\underline{Q_w - N - Z} \quad \ldots \quad 8)$$

Tabelle 2.

Versuch-No.	n	p_c	T_c	v_c	p_z	T_z	v_z	p_a	T_m	G_g	G_l	G_r	G	$\tau_e \cdot 10^{-7}$
283	100,6	3,495	511		10,186	1808	5,630	1,027	289	0,49	7,29	2,73	10,51	828
298	111,2	3,428	517		9,821	1807	5,663	1,022	292	0,44	7,01	2,71	10,16	749
290	143,1	3,309	522	4,82	9,513	1857	5,777	1,030	292	0,47	6,55	2,60	9,62	582
285	157,3	3,241	538		8,594	1853	6,055	1,027	290	0,45	6,15	2,63	9,23	530
305	174,0	3,166	547		8,925	1865	6,636	1,022	293	0,39	5,83	2,64	8,86	479

Die Temperaturen sind für Volumenintervallle $= \frac{1}{10}$ Hubvolumen berechnet. Die entsprechenden Spannungen sind aus den Ordinaten der Diagramme (Fig. 1—5) berechnet worden.

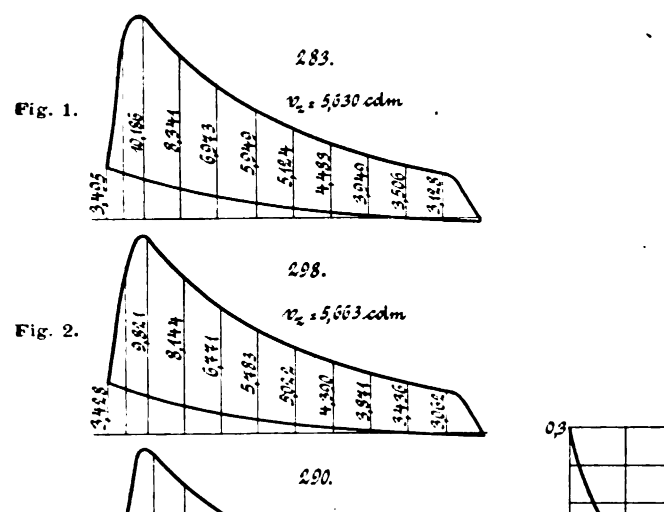


Fig. 1.

Fig. 2.

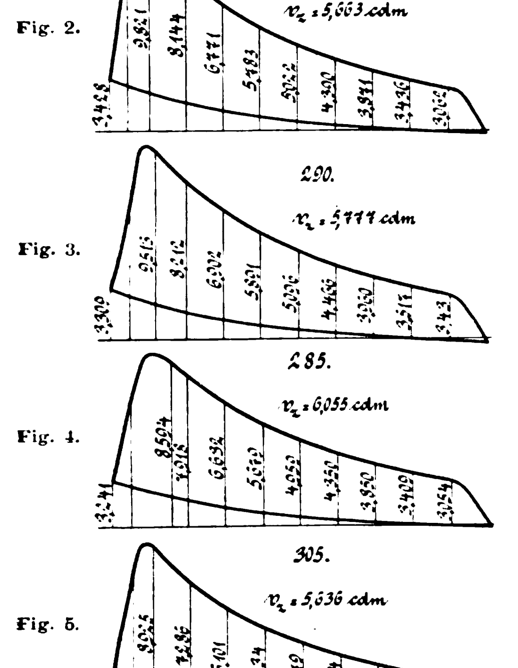


Fig. 3.

Fig. 4.

Fig. 5.



Das Kompressionsvolumen ist

$$v_c = 4{,}82 \text{ cdm},$$

das Hubvolumen $\quad v_H = 7{,}91$ cdm.

Die zusammengehörigen Werte der Temperaturen, Spannungen und Volumina sind in Tab. 3 zusammengestellt.

Die an die Wandungen abgegebenen Wärmemengen sind nach Gleichung 8) berechnet und in Tab. 4 zusammengestellt worden. Die zusammengehörigen Werte von U, Q_w und L sind in den Fig. 6—10 als Ordinaten zu den entsprechenden Volumenintervallen als Abszissen aufgetragen worden.

Ist

Q die stündlich abgegebene Wärmemenge,
F die die Wärme aufnehmende Oberfläche in qm,
K der Wärmedurchgangskoeffizient, d. h. die von 1 qm bei 1 ° C Temperaturdifferenz i. d. Stunde aufgenommene Wärmemenge,

Fig. 6.

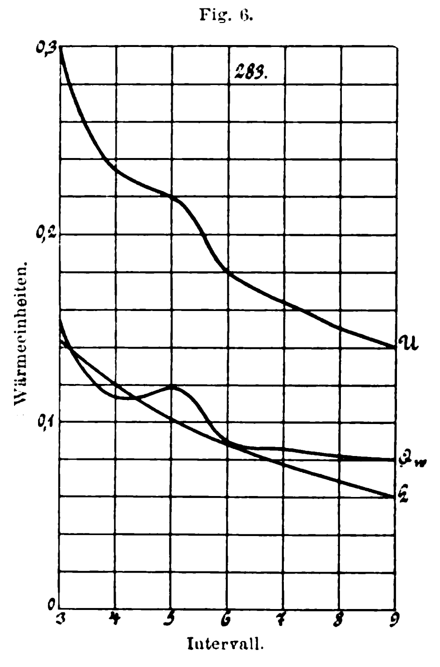


Fig. 7.

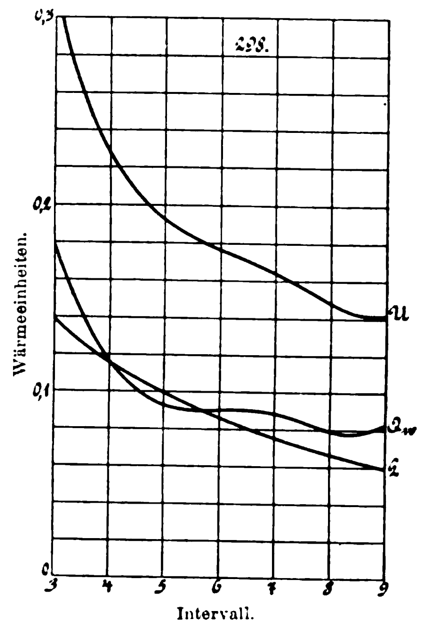


Tabelle 3.

Versuch-No.	283			298			290			285			305		
v_z p_z T_z	5,630	10,186	1808	5,633	9,821	1807	5,777	9,513	1857	6,055	8,594	1853	5,636	8,925	1885
v_2 p_2 T_2	6,402	8,341	1684	6,402	8,144	1703	6,402	8,212	1776	6,402	7,918	1808	6,402	7,286	1730
v_3 p_3 T_3	7,193	6,973	1581	7,193	6,771	1591	7,193	6,902	1677	7,193	6,632	1699	7,193	6,101	1627
v_4 p_4 T_4	7,984	5,949	1498	7,984	5,783	1507	7,984	5,891	1589	7,984	5,679	1614	7,984	5,234	1550
v_5 p_5 T_5	8,775	5,124	1418	8,775	5,022	1439	8,775	5,096	1511	8,775	4,959	1550	8,775	4,579	1490
v_6 p_6 T_6	9,566	4,483	1352	9.566	4,390	1372	9,566	4,466	1442	9,566	4,350	1482	9,566	4,034	1430
v_7 p_7 T_7	10,357	3,949	1290	10,357	3,871	1309	10,357	3,960	1386	10,357	3,850	1420	10,357	3,567	1370
v_8 p_8 T_8	11,148	3,506	1232	11,148	3,436	1251	11,148	3,517	1325	11,148	3,409	1353	11,148	3,169	1310
v_9 p_9 T_9	11,939	3,128	1177	11,939	3,062	1194	11,939	3,143	1268	11,939	3,054	1298	11,939	3,849	1261

Tabelle 4. [5])

Intervall	2—3			3—4			4—5			5—6			6—7			7—8			8—9		
Versuch-No.	L	U	Q_w	L	U	Q_w	L	U	Q_w	L	U	Q_w	L	U	Q_w	L	U	Q_w	L	U	Q_w
283	0,143	0,296	0,153	0,120	0,233	0,113	0,101	0,220	0,119	0,089	0,178	0,089	0,078	0,164	0,086	0,069	0,151	0,082	0,061	0,141	0,080
298	0,138	0,314	0,176	9,115	0,229	0,114	0,099	0,192	0,093	0,086	0,176	0,090	0,075	0,163	0,088	0,067	0,147	0,080	0,059	0,142	0,083
290	0,139	0,267	0,128	0,118	0,232	0,124	0,101	0,201	0,100	0,088	0,174	0,086	0,078	0,139	0,061	0,069	0,149	0,080	0,061	0.137	0,076
285	0,135	0,272	0,137	0,114	0,213	0,099	0,098	0,161	0,063	0,086	0,166	0,080	0,075	0,152	0,077	0,063	0,156	0,093	0,059	0,128	0,069
305	0,124	0,252	0,128	0,105	0,184	0,079	0,090	0,141	0,051	0,079	0,138	0,059	0,070	0,136	0,066	0,062	0,134	0,072	0,055	0,108	0,053

t die Temperaturdifferenz in ° C, so ist bekanntlich

$$Q = K \cdot F \cdot t \text{ oder}$$

$$K = \frac{Q}{F \cdot t} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 9)$$

[5]) Das Intervall zwischen der Zündordinate und der Ordinate *2* ist nicht mit in den Kreis der Betrachtuugen gezogen worden, weil es nicht unmöglich ist, dass noch ein geringes Nachbrennen erfolgt. Dadurch würde aber ein richtiges Ausmitteln der abgegebenen Wärme unmöglich werden.

Fig. 8.

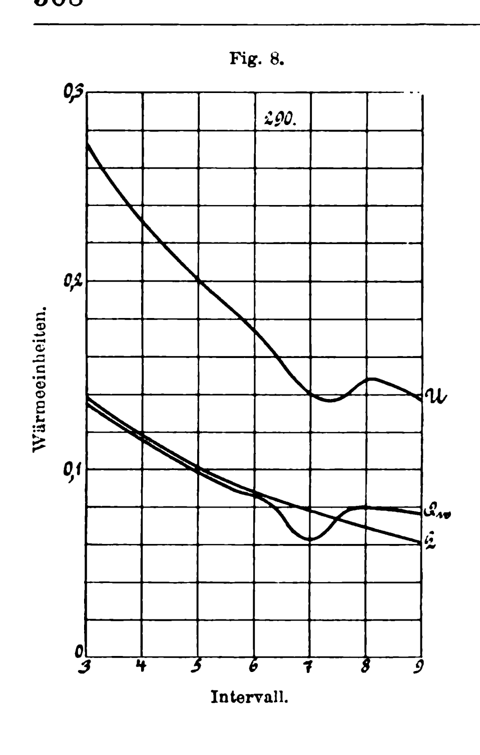


Fig. 9

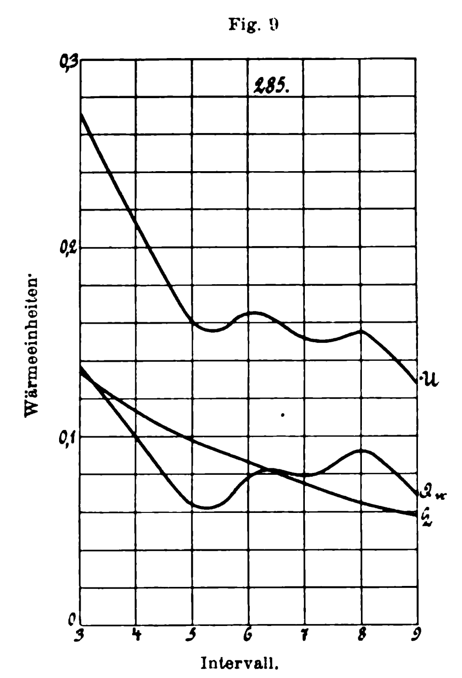


Fig. 10.

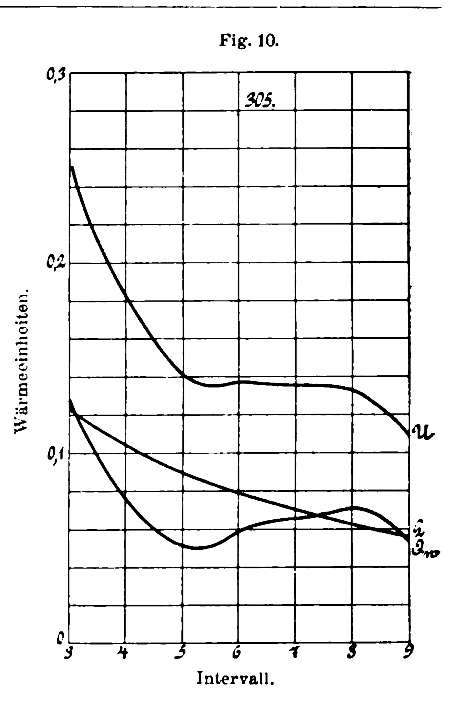


Tabelle 5.

Intervall	2—3			3—4			4—5			5—6			6—7			7—8			8—9		
$\alpha =$	12⁰ 30¹			11⁰ 40¹			11⁰ 15¹			11⁰ 25¹			12⁰ 10¹			13⁰ 50¹			17⁰ 12¹		
$\frac{\tau}{\tau_e} =$	0,069			0,064			0,062			0,063			0,068			0,077			0,096		
Versuch-No.	$\tau \cdot 10^{-8}$ in St.	Q in WE	t °C	$\tau \cdot 10^{-8}$ in St.	Q	t	$\tau \cdot 10^{-8}$ in St.	Q	t	$\tau \cdot 10^{-8}$ in St.	Q	t	$\tau \cdot 10^{-8}$ in St.	Q	t	$\tau \cdot 10^{-8}$ in St.	Q	t	$\tau \cdot 10^{-8}$ in St.	Q	t
283	571	26795	1343	530	21900	1250	513	23200	1169	522	16543	1096	567	15168	1032	638	12853	972	795	10063	916
298	517	34043	1355	479	23800	1257	464	20043	1181	472	19067	1113	509	17290	1048	578	13841	988	729	11385	931
290	402	31841	1435	372	33333	1341	361	27701	1258	367	23433	1184	396	15404	1122	448	17857	1063	559	13596	1004
285	366	37432	1462	339	29207	1366	329	19150	1292	334	23952	1226	360	21390	1161	408	22800	1096	509	13556	1036
305	331	38671	1389	307	25733	1296	297	17172	1227	302	19536	1167	326	20245	1107	369	19512	1047	460	11522	933

Zur Bestimmung der stündlich für ein bestimmtes vom Kolben durchlaufenes Volumen abgegebenen Wärme ist zunächst die Zeit zu berechnen, in welcher das Volumen durchlaufen wird.

Da die Gleichförmigkeit des Maschinenganges eine sehr hohe ist, so kann man die Zeiten proportional den Kurbelwinkeln setzen.

Die Zeiten τ für ein Volumenintervall, die Werte für Q und t sind in Tab. 5 zusammengestellt.

Q ist aus der Gleichung zu bestimmen:

$$Q = \frac{Q_w}{\tau} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 10)$$

Dreht sich die Kurbel um den Winkel α, während der Kolben ein Volumenintervall durchläuft, so ist die Zeit zu berechnen aus der Beziehung:

$$\tau = \frac{\alpha}{180} \cdot \tau_0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 11)$$

(Schluss folgt.)

Selbsttätige Kesselspeiseapparate.

Während an modernen Kesselanlagen die selbsttätigen Feuerungen sehr viel in Gebrauch sind und ihre Vorzüge allgemein anerkannt werden, haben sich die selbsttätigen Speisevorrichtungen noch viel weniger Eingang in die Praxis verschaffen können. Und doch ist eine selbsttätige Kesselspeisung für die gute Ausnützung des Brennmaterials ebenso wertvoll, wie die selbsttätige Feuerung. Der Zweck der folgenden Zeilen ist daher, einige derartige Kesselspeiseapparate zu besprechen, ohne Anspruch auf Vollständigkeit zu machen. Hand in Hand mit den selbsttätigen Speiseapparaten sollen auch die Konstruktionen berücksichtigt werden, welche dazu dienen, das Kondenswasser aus Heizapparaten, Leitungen usw, in den Kessel zurückzuführen.

Die Vorteile der selbsttätigen Kesselspeisung bestehen ausser der Entlastung des Heizers zunächst in der Vermeidung von Wassermangel oder von zu hohem Wasserstande und dem damit verbundenen Fortreissen von Wasser aus dem Kessel. Ferner wird aber auch eine ziemlich grosse Brennmaterialersparnis erzielt, welche bei einzelnen Anlagen bis 10 v. H. betragen hat. Bei selbsttätiger Speisung ist es ohne weiteres möglich, das Speisewasser in ganz kleinen Mengen fast ununterbrochen dem Kessel zuzuführen, wodurch die Dampfentwicklung nicht unterbrochen wird. Bei der periodischen Speisung tritt dagegen jedesmal eine Abkühlung des Kesselinhalts durch die Zuführung einer grösseren Wassermenge ein, und infolgedessen lässt die Dampfbildung nach; gleichzeitig werden die Heizgase schlechter ausgenutzt, da der Wärmeübergang an nichtkochendes Wasser weniger lebhaft ist, wie an kochendes Wasser. Zu dem hiermit verbundenen unmittelbaren Verlust kommt noch hinzu, dass der Heizer

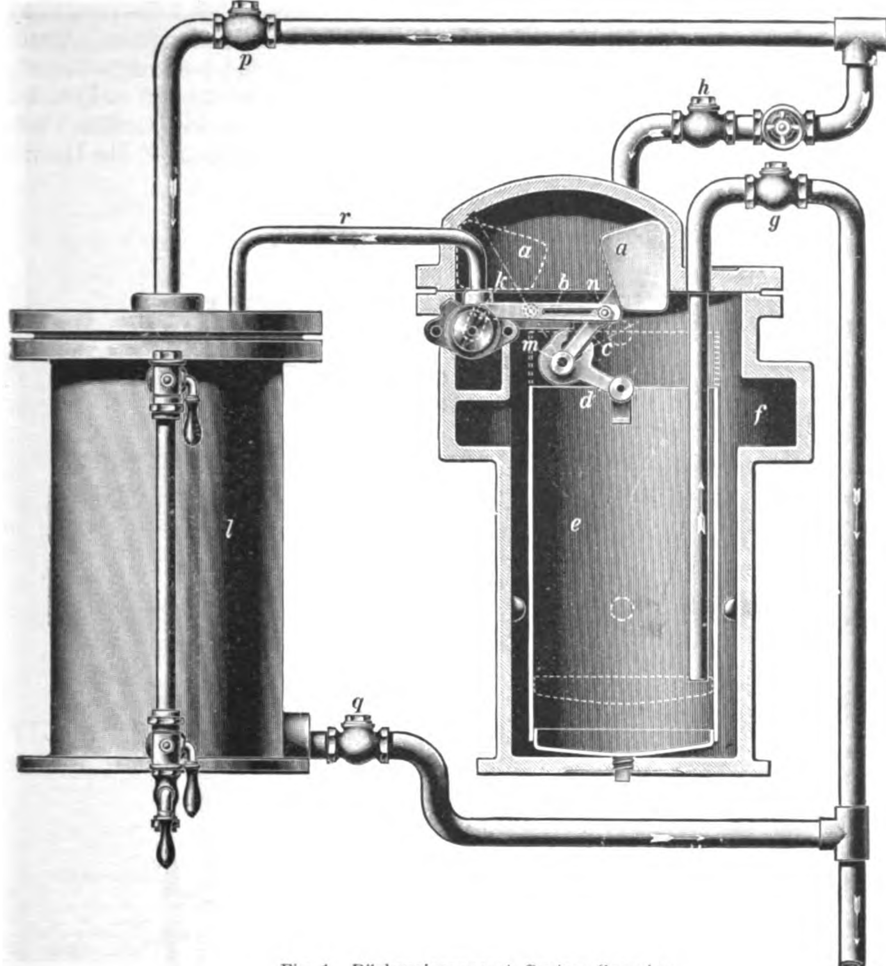


Fig. 1. Rückspeiseapparat, System Greening.

dem Sinken der Dampfspannung durch verstärktes Feuern entgegenzuarbeiten sucht, wobei ebenfalls Kohlen vergeudet werden.

Wenn anderseits in einem Betriebe grössere Mengen von Kondenswasser aus Heizapparaten und dergleichen entstehen, so ist es wohl ohne weiteres klar, dass die Zurückführung dieses chemisch reinen, sehr hoch vorgewärmten Wassers in den Kessel vorteilhaft ist; man unterlässt sie häufig nur aus dem Grunde, weil man sich scheut, eine besondere Pumpe dafür in Betrieb zu nehmen und diese entsprechend beaufsichtigen zu lassen. Auch hier tut ein selbsttätiger Apparat gute Dienste.

Der *Rückspeiseapparat System Greening* (*Hans Reisert*, Köln) wird sowohl einfach- als auch doppeltwirkend gebaut. Bei dem doppelt wirkenden Apparat (Fig. 1) findet die Einströmung des Kondenswassers ununterbrochen, abwechselnd in den Topf *f* und in den Topf *l*, statt. Im ersteren befindet sich der Schwimmtopf *e*, welcher durch das Gegengewicht *a* ausbalanziert ist. Die Bewegung des Schwimmers wird durch Hebel *dc*, Stift *n* und Verbindungsstange *b* auf das Dampfventil *k* übertragen. Der Dampfeintritt zu Topf *f* sei zunächst geschlossen. Dann strömt durch das Rückschlagventil *h* Wasser in den Topf, und zwar zunächst in den Ringraum um den Schwimmer herum. Der Schwimmer erhält durch den Auftrieb die punk-

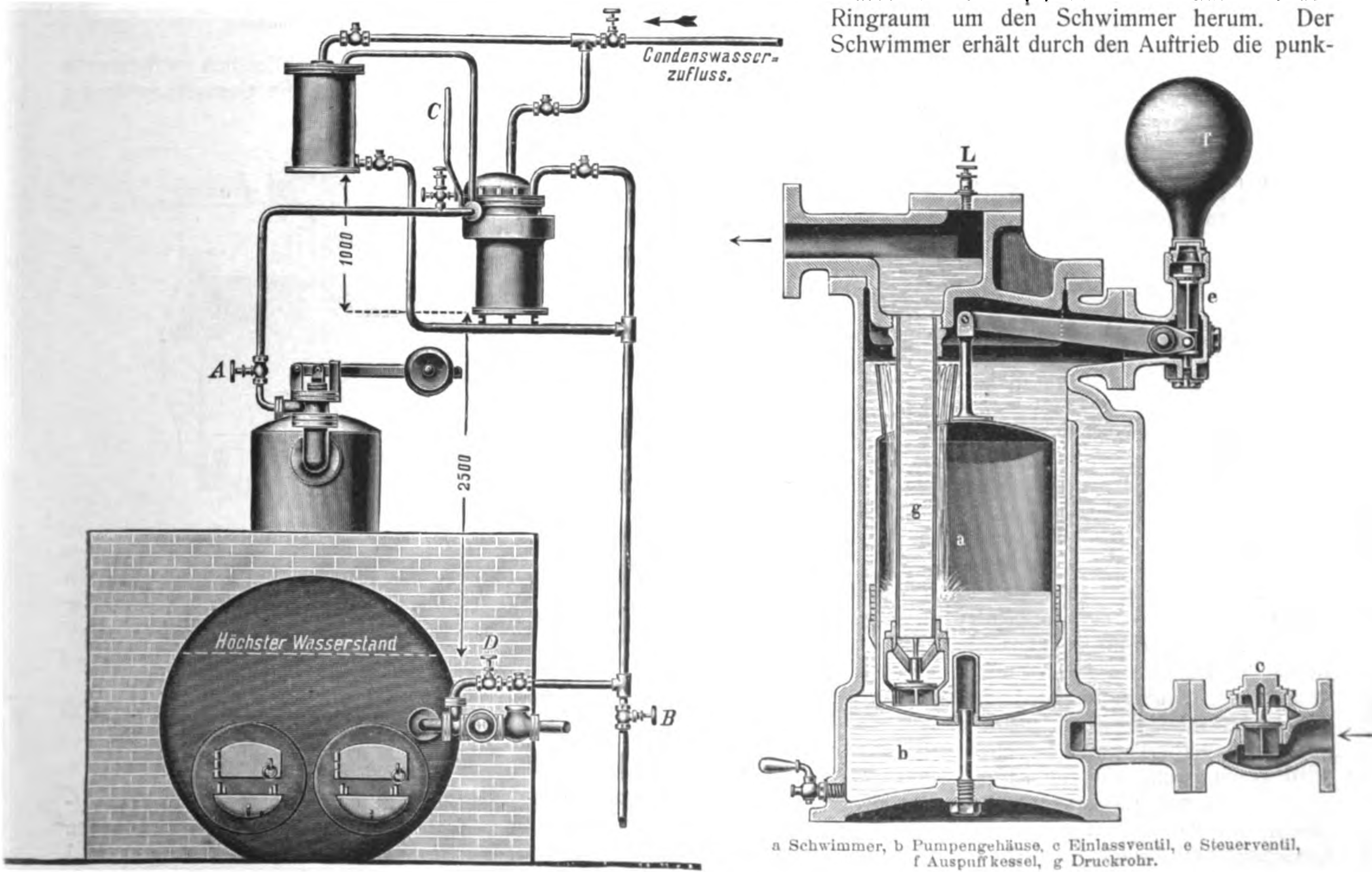


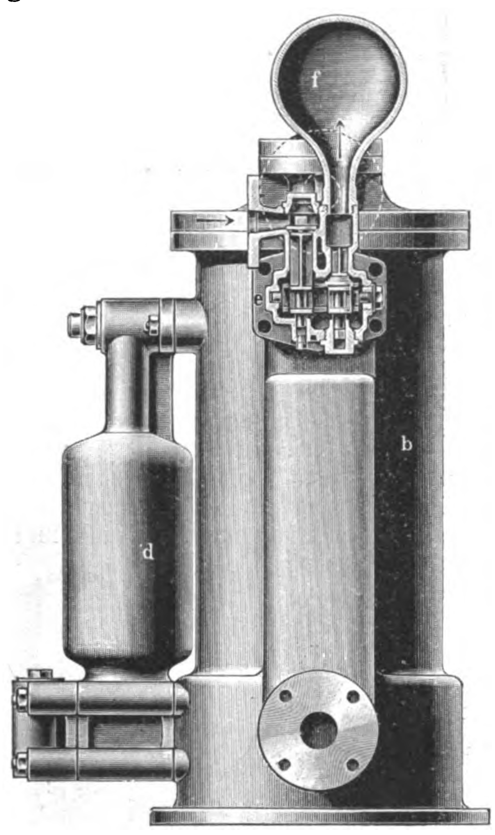
Fig 2. Rückspeiseapparat, System Greening.

a Schwimmer, b Pumpengehäuse, c Einlassventil, e Steuerventil, f Auspuffkessel, g Druckrohr.

Fig. 3. Speiseautomat von Körting.

tierte Lage. Hierauf läuft das Wasser über den Rand des Schwimmers in diesen hinein, bis er plötzlich nach unten sinkt. Dadurch wird der Dampfeintritt in den Topf f geöffnet, während gleichzeitig der Dampf von Topf l abgesperrt wird, so dass sich letzterer nunmehr mit Wasser füllt. Der in Topf f eintretende Dampf stellt darin denselben Druck wie im Kessel her, so dass das Wasser durch Rückschlagventil g hindurch in den tiefer liegenden Kessel fliesst. Sobald der Schwimmtopf entleert ist, steigt er wieder in die punktierte Stellung, wodurch der Dampf von Topf f wieder abgesperrt und zu Topf l wieder zugelassen wird, so dass sich Topf f wieder füllen und Topf l entleeren kann. Fig. 2 zeigt die Anordnung der Apparate über dem Kessel. Für kleinere Wassermengen genügt der einfach wirkende Apparat, bei welchem nur Topf l fehlt, und der infolgedessen periodisch arbeitet.

Auf demselben Prinzip beruht *Körtings Speiseautomat*, dessen Wirkungsweise aus der Fig. 3 ohne weitere Erläuterung verständlich sein wird. Um den Arbeitsdampf



d Injektionswindkessel.
Fig. 4. Speiseautomat von Körting.

niederzuschlagen, ist der Apparat mit einer Einspritzvorrichtung (Fig. 4 links) versehen, denn so lange der Apparat noch mit Dampf gefüllt ist, kann kein Wasser in denselben einströmen. Dadurch, dass der Dampf nicht auspufft, sondern niedergeschlagen wird, wird seine Wärme dem Kessel wieder zugeführt.

Einen besonders einfachen Apparat, bei welchem aber der Abdampf verloren geht, zeigt Fig. 5. (*Paul Schütze & Co.*, Oggersheim i. d. Pfalz). Das Wasser tritt durch Stutzen i, vor den ein Rückschlagventil geschaltet wird, in den Apparat ein. Ist derselbe ganz gefüllt, so wird durch den Auftrieb des Schwimmers g_1 das Dampfventil b geöffnet. Hierauf entleert sich der Apparat in den Kessel, bis der Wasserspiegel unter den Schwimmer g gesunken ist. Jetzt verliert dieser seinen Auftrieb und das Ventil b wird geschlossen, während Auspuffventil a geöffnet wird.

Die besprochenen Apparate können nicht nur zur Rückleitung des Kondenswassers, sondern auch zur selbsttätigen Kesselspeisung verwendet werden, wenn man eine Vorrichtung hinzufügt, welche den Wasserspiegel im Kessel auf gleicher Höhe hält. Hierzu verwenden *Gebr. Körting* das in Fig. 6 dargestellte *Wasserstandsgefäss*, dessen Dampf- und Wasserraum durch je eine besondere Leitung mit dem Kessel in Verbindung stehen. Mit steigendem Wasserstand im Kessel, also auch in dem Gefäss, hebt sich Schwimmer S und drosselt mit Ventil V die Dampf-

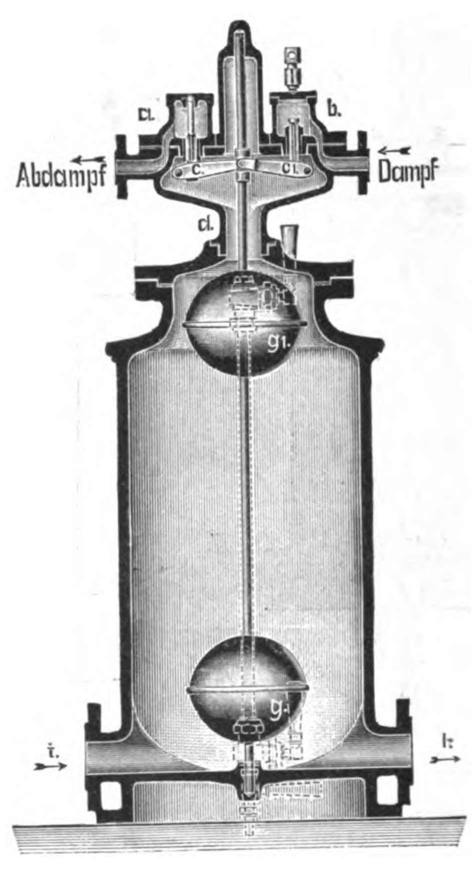
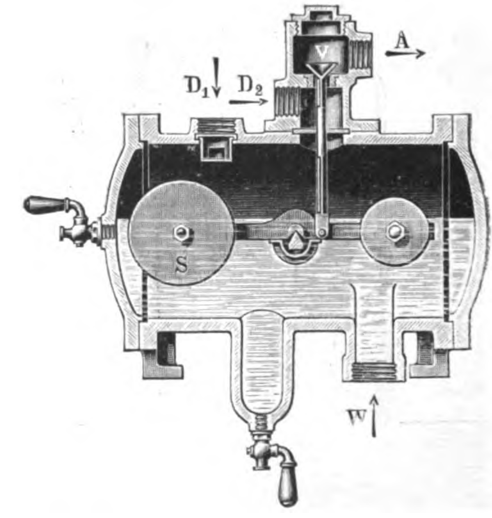


Fig. 5. Speiseapparat von Schütze.

zufuhr zum Automaten, bis letzterer schliesslich vollkommen abgestellt wird. Aus Fig. 7 geht die Gesamtanordnung der einzelnen Apparate hervor.

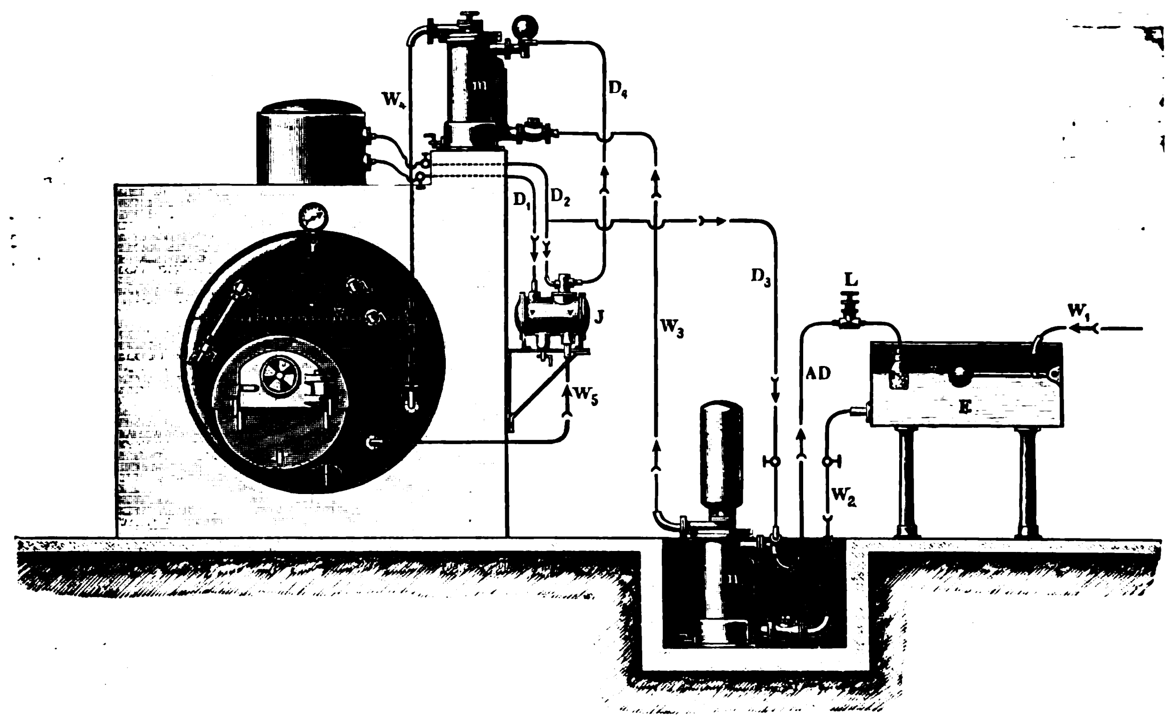


S Schwimmer.
V Dampfventil.
A Dampfleitung zum Automaten.
D_2 Dampfleitung vom Kessel für den Automaten.
D_1 Dampfleitung vom Kessel für das Wasserstandsgefäss.
W Wasserleitung vom Kessel.

Fig. 6. Wasserstandsgefäss von Körting.

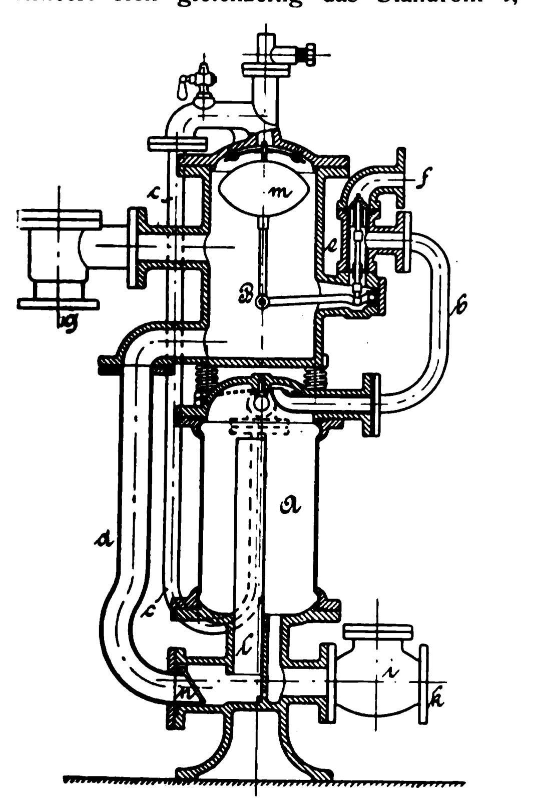
Endlich verdient der in Fig. 8 dargestellte *Dampfkesselspeiseapparat System Schönicke* insofern besondere Beachtung, als er sich durch schnelles Ansaugen und Wiederfüllen auszeichnet und anzunehmen ist, dass er auch

bei einer etwa auftretenden Undichtheit des Dampfeinlassventils noch zuverlässig arbeiten wird. Die allgemeine Anordnung des Apparates über dem Kessel zeigt Fig. 9. Sinkt der Wasserstand im Kessel bis unter die Mündung des Einhängerohres *h*, so strömt der Dampf durch *h*, *f*, *b* hält Zutritt zu Behälter *B*. Aus diesem stürzt nunmehr das Wasser sofort durch Rohr *d* und *l* in den Behälter *A*, wobei der sinkende Schwimmer *m* das Dampfventil *e* wieder schliesst. Das aus *l* in den Behälter *A* einströmende Wasser mischt sich innig mit dem Dampfe, wodurch ein



m Speiseautomat, n Zubringer-Schwimmerpumpe, J Wasserstandgefäss, D Dampfleitungen, W Wasserleitungen, AD Abdampfleitung, L Luftschraube.
Fig. 7. Anbringung des Körtingschen Speiseautomaten.

in den Behälter *A* ein, so dass das darin befindliche Wasser durch Rückschlagventil *i* in den Kessel fliesst. Hierbei entleert sich gleichzeitig das Standrohr *l*, und



f Dampfeintritt, g Wassereintritt, k Wasseraustritt nach dem Kessel.
Fig. 8. Speiseapparat von Schönicke.

durch die Heberwirkung von Rohr *d* zunächst der kurze Schenkel von Rohr *c*. Ist das Wasser im Behälter unter den tiefsten Punkt von *c* gesunken, so entleert sich auch der lange Schenkel von *c* nach oben und der Dampf erVakuum erzeugt wird, welches ein besonders schnelles Wiederansaugen zur Folge hat. Das Spiel des Apparates wiederholt sich so lange, bis der steigende Wasserspiegel

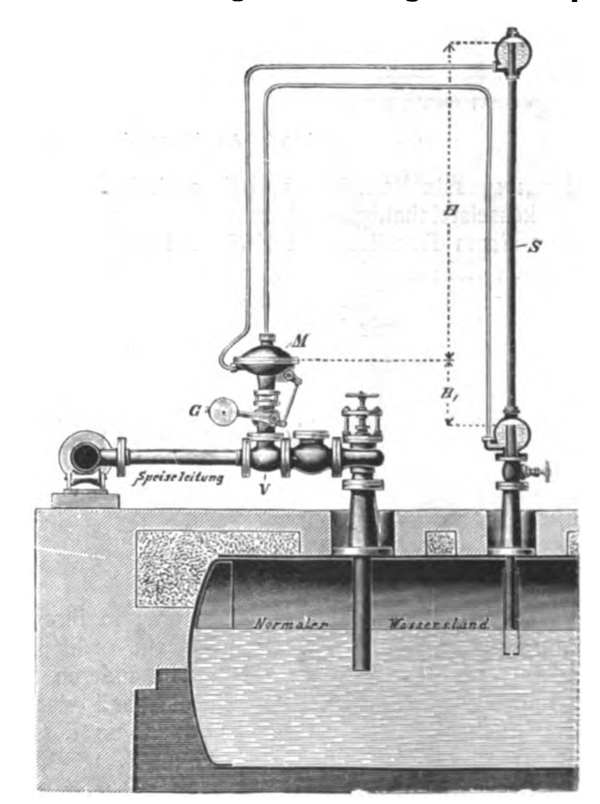


Fig. 10. Wasserstandsregler von Hannemann.

im Kessel die Mündung des Einhängerohres *h* verschliesst.

Während die bisher besprochenen Apparate die Kesselspeisepumpe ersetzten, erfordert der *Wasserstandsregler*, Patent *Emil Hannemann*, eine besondere Speisepumpe, ist also

nur als selbsttätiges Speiseventil anzusehen. Er wird besonders bei grösseren Kesselhäusern mit einer Anzahl von gemeinschaftlicher Pumpe bedienter Kessel angewendet. Da der Apparat keinen Schwimmer und kein Dampfventil hat, welche in Unordnung geraten könnten, zeichnet er sich durch grösste Betriebssicherheit auch bei heissestem und bei kesselsteinhaltigem Wasser aus. Der Apparat besteht aus einem Regulierventil V (Fig. 10), dessen Kegel durch ein Gewicht G belastet und mit einem im Gehäuse M angebrachten, durch Membrane abgedichteten Kolben verbunden ist. Das Standrohr S taucht bis auf den normalen Wasserstand in den Kessel hinein und trägt dicht über dem Absperrventil und am oberen Ende je einen Wassersack; von diesem führt je eine Rohrleitung über bezw. unter den Kolben des Regulierventils. So lange das Standrohr unter Wasser eintaucht, hebt sich der Druck über und unter dem Kolben gegenseitig auf und das Regulierventil bleibt durch Gewicht G geschlossen. Sobald aber die Standrohrmündung frei wird, fliesst das Wasser aus dem Standrohr in den Kessel zurück, während es aus den Verbindungsrohren nicht abfliessen kann. Dadurch wird der Druck auf beiden Seiten des Kolbens ungleich, und zwar wird er mit dem Druck der Wassersäule H und H_1 angehoben, wodurch das Regulierventil geöffnet wird. Der Kessel wird nun so lange gespeist, bis das Wasser wieder die Standrohrmündung erreicht. Mit fortschreitender Kondensation des im Standrohre abgeschlossenen Dampfes füllt sich das Rohr wieder mit Wasser, der Druck in M gleicht sich wieder aus und das Regulierventil wird durch Gewicht G wieder geschlossen. Sind vorübergehend einmal alle Regulierventile an den Kesseln geschlossen, so bleiben schwungradlose Pumpen so lange stehen, bis wieder ein Regler öffnet. Bei Schwungradpumpen muss dagegen die gemeinschaftliche Speiseleitung ein Sicherheitsventil erhalten, durch welches Wasser austritt und zur Entnahmestelle zurückfliesst. *Gk.*

Fig. 9. Anbringung des Schönickeschen Speiseapparates.

Der heutige Stand der Motorfahrräder.

(Fortsetzung von S. 301 d. Bd.)

III. Motoren.

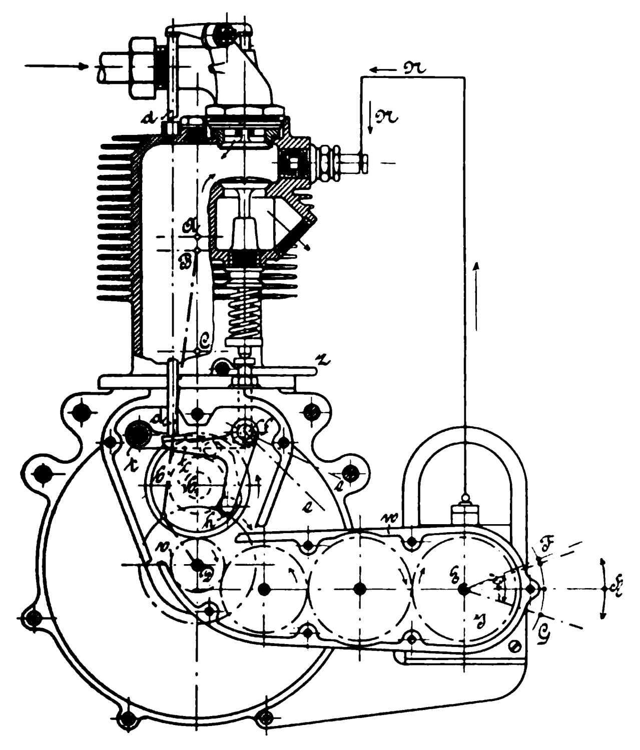
a) Einzylindrige Motoren.

Vor einigen Jahren boten die Motoren in ihrer Bauart, Anordnung und Arbeitsweise noch ein recht buntes Bild, denn jede Fabrik baute fast einen anderen Motor in das Fahrrad ein, und zwar entweder stehend oder halbschräg. Auch gehörten andere Anordnungen desselben keineswegs zu den Seltenheiten (s. D. p. J. 1898, **308**, S. 214, 1899, **311**, S. 138 u. ff., **313**, S. 104 u. ff., 1903, **318**, S. 596 u. ff.). Heute haben sich die Ansichten geklärt, alle Motoren sind stehend angeordnet und mit wenigen Ausnahmen ist jetzt auch das Ansaugventil gesteuert. Dasselbe liegt entweder neben dem Auspuffventil oder oberhalb desselben. Letztere Anordnung bietet den Vorteil, dass das Auspuffventil von den darüber hinwegstreichenden frischen Benzingasen gekühlt wird. Bei der ersteren Anordnung trifft dieses nicht zu, doch sind dort die Ventile leichter zugänglich, was allerdings den Nachteil hat, dass sich die Masse des Motors vergrössern.

Wenige Fabriken bauen jetzt noch einen Spezialmotor ein, die meisten benutzen eine Einheitstype, als welche hauptsächlich der *„Fafnir“*-Motor (Fig. 30) der *Aachener Stahlwaren-Fabrik A.-G.* in Aachen in Frage kommt. Bei demselben ist der Zylinder und Explosionsraum aus einem Stück, wodurch Undichtwerden, wie dies bei Motoren mit aufgesetztem Zylinderdeckel vorkommt, ausgeschlossen ist.

Das Kurbelgehäuse aus Aluminium (Fig. 31) besteht aus zwei Hälften, die mittels Schrauben öldicht verschlossen werden. Das Oel wird durch den mit Verschlussschraube y versehenen Einlass in das Gehäuse eingebracht und durch die im Gehäuse sich drehenden Schwungräder

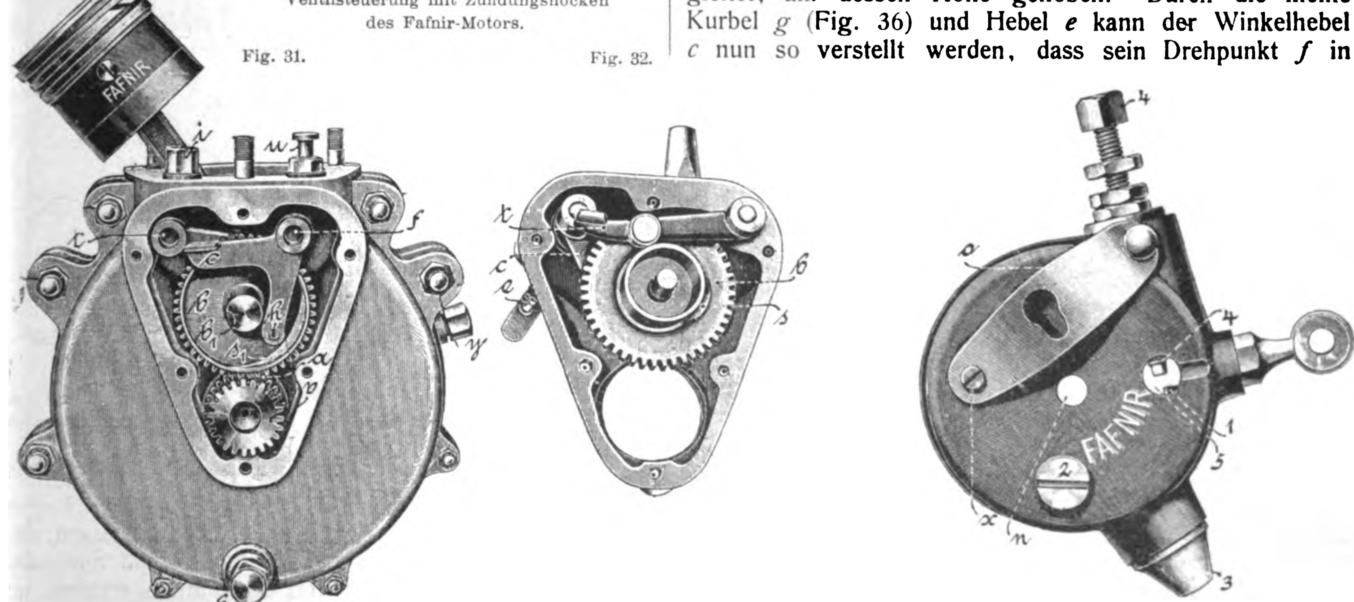
nach allen zu schmierenden Teilen hingeschleudert. Die Lager sind mit tiefen Oelrinnen versehen und das Oel fliesst, wie in Fig. 33 an einem Motor der „*Wanderer*“-*Fahrradwerke* deutlich gezeigt ist, von denselben durch



A Obere Totlage des Kolbens.
B Stellung des Kolbens bei 8 mm Vorzündung.
C Untere Totlage des Kolbens.
D Antriebswelle.
E Magnetwelle.
F Vorzündung.
G Nachzündung.
H Fiberstückhebel.
N Sekundärer Strom.

Fig. 30. Fafnir-Motor der Aachener Stahlwarenfabrik A.-G.

Kanäle wieder in das Kurbelgehäuse ab, von wo es durch Oeffnen der Schraube *k* abgelassen werden kann. Beim Zurückgehen des Kolbens entsteht im Kurbelgehäuse Gegendruck; um ihn aufzuheben, ist das Kugelventil *i* vor-



Ventilsteuerung mit Zündungsnocken des Fafnir-Motors.

Fig. 31. Fig. 32.

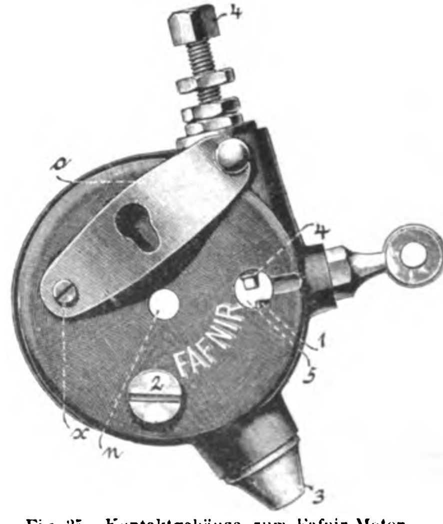


Fig. 35. Kontaktgehäuse zum Fafnir-Motor.

gesehen. Die Steuerung der Ventile erfolgt durch das kleine auf der Schwungradachse sitzendes Zahnrädchen *a*, welches das doppelt so grosse Zahnrad *b* antreibt, das mit dem Zündungsnocken b_1 aus einem Stück besteht. Dieses Zahnrad *b* ist einerseits mit einem Innennocken s_1 versehen, der durch den bei *f* drehbaren Winkelhebel *c* die Ansaugventilstange *d* (Fig. 30) steuert; anderseits trägt es, wie Fig. 32 zeigt, auf der dem Kurbelgehäuse zugekehrten Seite den Aussennocken *s*, der durch den Steuerungshebel *t* den Auspuffventilstöpsel *u* steuert. Beim Anfahren wird letzterer mittels des Hebels *z* (Fig. 30) angehoben. Der Antrieb der magnetelektrischen Zündung erfolgt durch die in *w* eingekapselten Zahnrädchen von dem Antriebsrädchen *v* aus, das mit dem auf der Schwungradachse *D* sitzenden Rädchen *a* (Fig. 31) aus einem Stück hergestellt ist. Das kleine Gehäuse, in dem die Zahnräder *a*, *b* und *v* angebracht sind, ist durch einen Deckel (Fig. 34) verschlossen. Der Nocken b_1 ragt aus diesem Deckel heraus und ist überdeckt von der einseitig offenen Kapsel *l* mit dem Zapfen *m*. Auf ihm wird das Kontaktgehäuse (Fig. 35) befestigt, indem der Zapfen *m* aus dem Loch *n* herausragt und sein Ende von dem um *x* drehbaren federnden Vorreiber *o* erfasst wird.

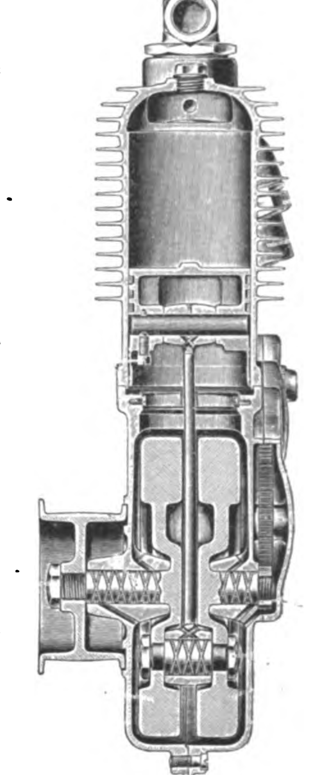


Fig. 33. Schmierung.

Ein recht sinnreiches Organ, das dem „*Fafnir*“ eigen ist, ist der Regulator, der es dem Fahrer ermöglicht, auf das Ansaugventil so einzuwirken, dass es sich nach Belieben ganz oder nur teilweise öffnet. Wie schon oben gesagt ist, wird der Ansaugventilstift *d*, sobald die Laufrolle *h* des Winkelhebels *c* über den Innennocken s_1 (Fig. 31) gleitet, um dessen Höhe gehoben. Durch die kleine Kurbel *g* (Fig. 36) und Hebel *e* kann der Winkelhebel *c* nun so verstellt werden, dass sein Drehpunkt *f* in die Lage Fig. 37 kommt. In dieser Stellung ist nun der Winkelhebel *c*, wenn seine Rolle *h* über den Nocken gleitet, auf die Ventilstange *d* ohne Einwirkung. Das

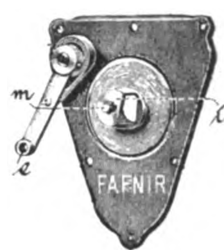


Fig. 34. Verschlussdeckel der Steuerungsteile beim Fafnir-Motor.

Ansaugventil wird also nicht geöffnet. Zwischen den beiden Stellungen Fig. 36 und 37 sind verschiedene Zwischenstellungen möglich, so dass sich je nach Verstellen des Drehpunktes *f* des Winkelhebels *c* das Ansaugventil mehr oder weniger öffnet. Eine Drosselklappe wie bei den folgenden Motoren ist deshalb nicht nötig. Der Ver-

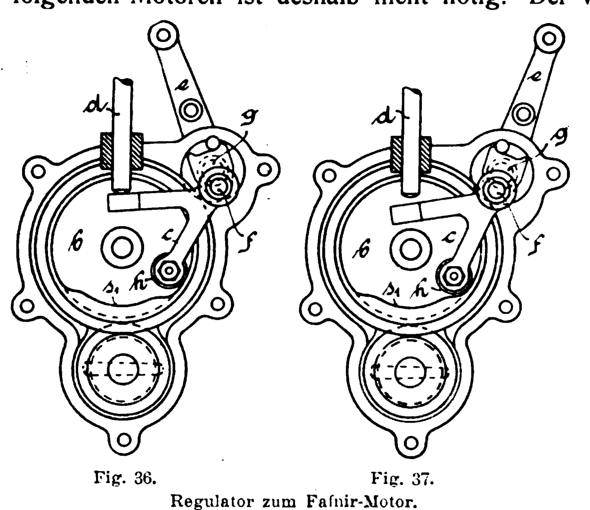


Fig. 36. Fig. 37.
Regulator zum Fafnir-Motor.

gaser ist ähnlich demjenigen in D. p. J. 1903, **318**, S. 598 und 601 beschriebenen und trifft das dort Gesagte auch hier zu.

Wie schon oben erwähnt, erfolgt der Antrieb der magnet-elektrischen Zündung durch drei Zahnräder von der Motorwelle aus. Das Zahnrad *J*, welches auf dem Magnetapparat selbst befestigt ist, wird für *Bosch*- oder *Eisemann*-Zündung (s. D. p. J. 1903, **318**, S. 634) hergestellt. Fig. 30 zeigt ein Schema für die *Bosch*-Lichtbogenzündung. Durch Drehung des Ankers entsteht in der Primärwicklung ein Stromkreis. Wird derselbe während einer Induktionsperiode unterbrochen, so wird in der sekundären Wicklung ein Strom von hoher Spannung erzeugt, wodurch an den Elektroden der Zündkerze ein heisser Funken in Form eines Lichtbogens überspringt. Durch Verstellen des Fiberstückes an der Zündvorrichtung kann die Unterbrechung des Primärstromes zu verschiedenen Zeitpunkten bewirkt werden, wodurch Vor- oder Nachzündung entsteht. Die Unterbrechung des Stromes findet im Kontaktgehäuse Fig. 35 statt. Der mit einem Platinkontakt versehene Kontakthebel *1* ist um die Schraube *2* drehbar und wird durch eine im Verschlusse *3* gelagerte Spiralfeder an den Zündungsnocken b_1 (Fig. 31) angedrückt, wobei der Kontakthebel in der gezeichneten Stellung verbleibt, — der Stromkreis ist also unterbrochen. Sobald nun der ausgesparte Teil des Nockens b_1 an die offene Seite der Büchse *l* (Fig. 34) kommt, drückt die Feder den Kontakthebel *1* in die Aussparung hinein. Hier berühren sich Kontakthebel *1* und Kontaktschraube *4* und schliessen so den Stromkreis. Um das gute Arbeiten der Kontakte mühelos feststellen zu können, ist im Gehäuse die Oeffnung *5* vorgesehen, welche von der Befestigungsfeder *o* verschlossen gehalten wird. Näheres hierüber s. D. p. J. 1903, **318**, S. 620, Fig. 47 und 48.

Die Abmessungen des Motors sind:

$2^1/_4$ PS. 70 mm Bohrung, 75 mm Hub, 1800—2000 Umdrehungen i. d. Minute, Gewicht etwa 19 kg.

3 PS. 75 mm Bohrung, 80 mm Hub, 1800—2000 Umdrehungen i. d. Minute, Gewicht etwa 20 kg.

Bei dem Motor (Fig. 38) der *Neckarsulmer Fahrradwerke A.-G.* in Neckarsulm, erfolgt die Schmierung des Kolbens dadurch, dass das Schmieröl mittels der Schwungräder durch vier ziemlich grosse Oeffnungen geschleudert wird, die sich im oberen Teil des Schwungradgehäuses rechts und links von der Kurbelstange befinden. Durch den Abschluss des Gehäuses gegen den Zylinder ist dafür gesorgt, dass nicht zu reichlich Oel in den Zylinder gelangt, was Verrussen der Zündkerze zur Folge haben würde. Um das Oel in das Gehäuse zu bringen, ist auf demselben die Schraube *i* mit durchgehender Oeffnung eingeschraubt, zu der das Oelzuleitungsrohr von der Pumpe führt (s. auch Fig. 8 u. 9). Auf demoberen hinteren Ansatz der rechten Gehäusehälfte befindet sich das Gegenkompressionsventil *p*, dessen Wirkung schon beim *Fafnir*-Motor erwähnt wurde. Die Steuerung der Ventile geschieht durch das Steuerrädchen *b*, das von der Schwungradwelle *w* mittels Rädchen *a* angetrieben wird. Dieses Steuerrädchen besitzt zwei Nocken *k* k_1, von welchen der äussere *k* das Ansaugventil *h*, der innere k_1 dagegen das Auspuffventil *e* steuert. Die Nocken sind so hoch bemessen, dass sie dem Ansaugventil einen Hub von etwa 3 mm, dem Auspuffventil einen solchen von etwa 5 mm erteilen, wodurch genügend Lüftung zum Ein- und Austritt der Gase entsteht. Ausserdem sind die Nocken so gegeneinander versetzt, dass zuerst k_1 das Auspuffventil hebt, und sofort nach dessen Schliessung tritt der Nocken *k* für das An-

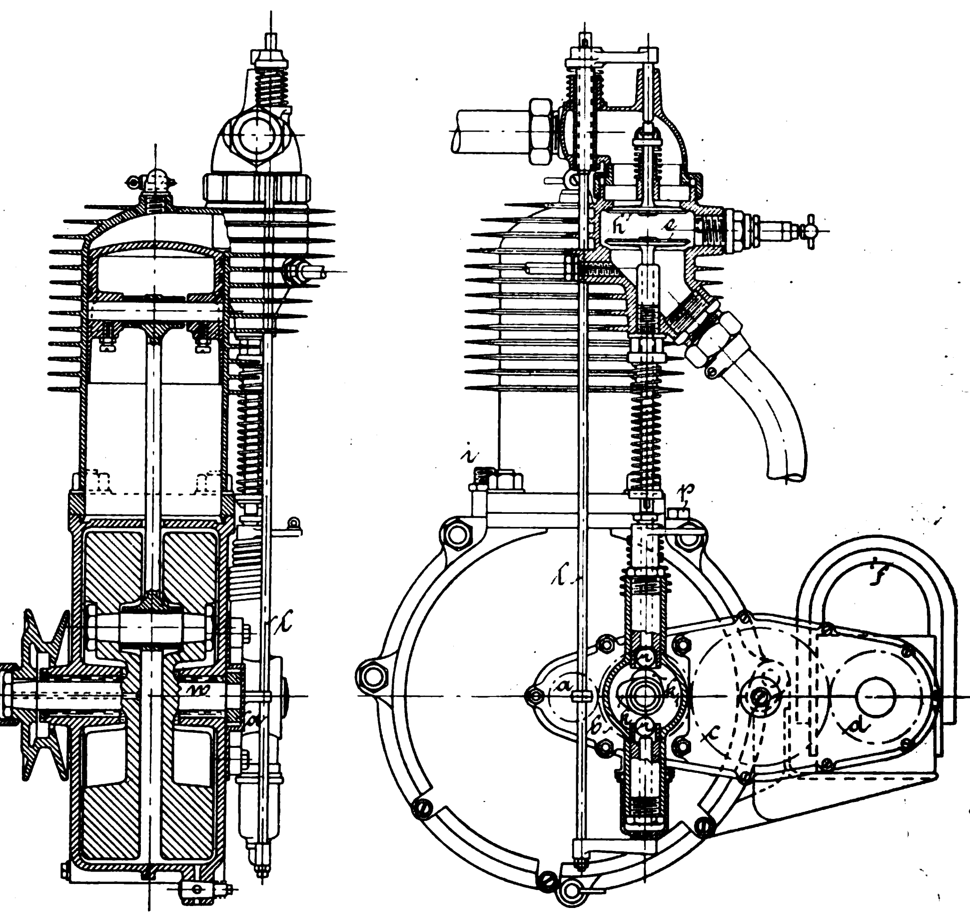


Fig. 38. Motor zum Neckarsulmer Motorzweirad Fig. 8.

saugventil in Tätigkeit. Ein einfaches Gestänge *l* überträgt — im Gegensatz zum *Fafnir*-Motor — ohne jegliches Zwischengelenk die Bewegung des Nockens *k* auf das Ansaugventil. Diese Anordnung hat den Vorteil, dass der abgestimmte Ventilhub stets derselbe bleibt, während bei Anwendung von Zwischengelenken, die sich stets ausleiern, der Hub sich bald verändert.

Eine hübsche Neuerung bei den Ventilen bildet die Zwischenkugel *r r*, welche die Nockenscheibe vom Ventilschaft trennt. Um zentrales Heben der Ventile zu ermöglichen, wird meist ein Gleitschuh zwischen Nockenscheibe und Ventilschaft gelagert.[2]) Hier liegt jedoch nur die Kugel freispielend in der Höhlung des Ventilschaftes, welche die gleiche Wirkung wie der Gleitschuh erzielt, nebenbei aber noch den Vorteil bietet, dass die Steuerungsmechanismen in der Grösse bedeutend vermindert werden können. Beide Ventile sind sehr gross gehalten, und zwar beträchtlich grösser als der halbe Kolbendurchmesser.

Der Antrieb des magnet-elektrischen Zündapparates erfolgt durch die Räder *a*, *b*, *c* und *d* (Fig. 38) von der Schwungradwelle *w* aus, wobei *a* mit letzterer, *d* dagegen mit dem Magnetapparat *f* verbunden ist. Da der Anker auch hier wie beim *Fafnir* nur halb soviel Umdrehungen als die Schwungradwelle machen darf, hat hier ebenfalls das auf der Schwungradachse sitzende Rädchen *a* nur halb soviel Zähne 32 : 16 als das Steuerrädchen *b*. Die Zündung ist hier System *Eisemann*, es ist also eine Induktionsspule vorhanden. Dieselbe ist, wie Fig. 39 zeigt, im Kasten zwischen dem Benzin- und Oelraum untergebracht und mit weichem Material umhüllt, um ihr einen festen Sitz zu geben, und sie vor Stössen während der Fahrt zu schützen. Die Zündung erfolgt dadurch, dass vom Kontaktgriff (s. D. p. J. 1903, **318**, S. 599, Fig. 30) ein Draht zur Klemme *J* der Spule, ein zweiter von der Klemme *P* zum Unterbrecher des magnet-elektrischen Apparates, und endlich ein dritter von der Klemme *B K* zur Zündkerze führt. Fig. 40 zeigt den Unterbrecher. Er besteht aus einem Gehäuse, an dem der den Kontakt *b* tragende Arm *c* um den Zapfen *a* schwingend gelagert ist. Den anderen Kontakt trägt die Stellschraube *f*. Sobald der Motor angelassen wird, dreht sich die Nockenscheibe *e*; sobald ihr Ausschnitt vor den Teil *h* des Armes *c* zu liegen kommt, wird der Arm *c* mittels der Feder *d* hochgedrückt, so dass sein Kontakt *b* mit dem zweiten *g* in Berührung kommt, wodurch der Strom geschlossen ist und der Funke an der Zündkerze überspringt. Zur Verstellung des Zündzeitpunktes dient der Hebel *i* (s. auch Fig. 9), der an einem Stängchen angelenkt ist und vom Sitz aus mittels Handhebels hoch oder tief gestellt wird, wodurch Vor- oder Nachzündung entsteht. Im ersten Falle gleitet der Ausschnitt der Nockenscheibe *e*, wenn der Kolben im oberen Totpunkt steht, am Ansatz *h* vorüber und schliesst den Strom, so dass der Funke in dem Augenblick die Explosion im Zylinder hervorruft, wo die Gase ihrer höchsten Kompression unterliegen. Infolgedessen entwickelt der Motor seine höchste Kraft. Im zweiten Falle dagegen gleitet der Ausschnitt der Nockenscheibe erst dann am Ansatz vorüber, wenn der Kolben den Totpunkt erreicht hat und einige Millimeter abwärts gegangen ist. Da die Explosion nun in dieser Kolbenstellung erfolgt, sind die Gase nicht mehr besonders stark komprimiert, auch der Arbeitshub des Kolbens wird nicht voll ausgenutzt, so dass die Explosion wenig Kraft gibt und das Fahrzeug langsamer läuft.

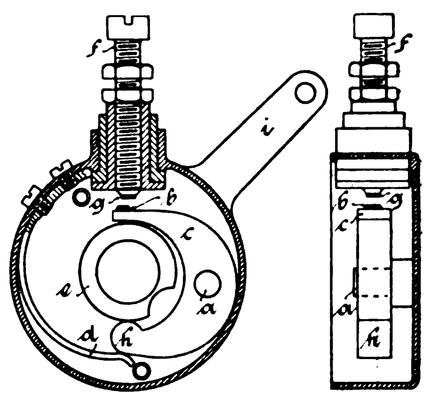


Fig. 40. Kontaktgehäuse zum N. S. U. Motor.

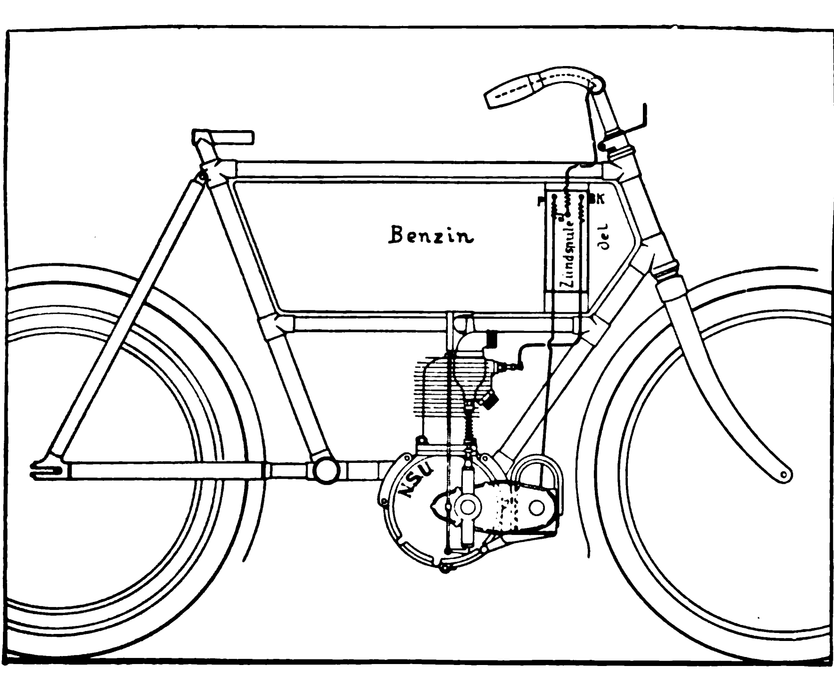
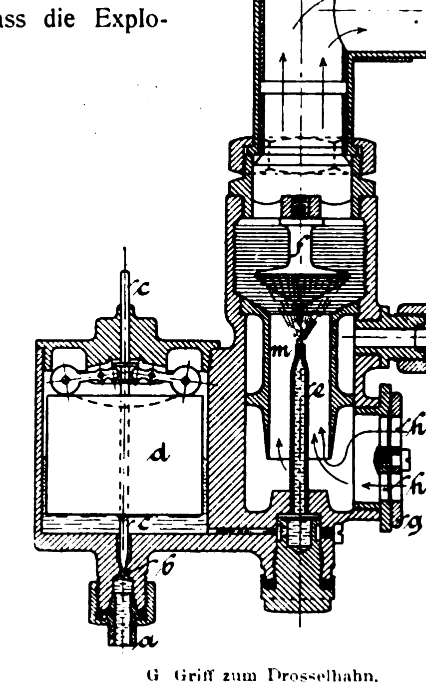


Fig. 39. Drahtleitung der magnet-elektrischen Zündung (System Eisemann) zum N. S. U. Motor.



G Griff zum Drosselhahn.
Fig. 41. Vergaser zum N. S. U. Motor mit Vorwärmung, Drosselhahn und Luftregulierungsvorrichtung während der Fahrt.

Letztes lässt sich zwar — wie auf S. 263 erwähnt — durch teilweises Abdrosseln der Gaszufuhr, bei höchster Vorzündung besser erreichen.

Besondere Aufmerksamkeit ist der Ausbildung des Vergasers gewidmet. Wie Fig. 41 zeigt, fliesst das vom

[2]) s. später den Motor der Wander-Fahrradwerke.

Behälter kommende Benzin durch das Röhrchen *a* und die Oeffnung *b* in den mit Schwimmerkapsel *d* versehenen Raum. Sobald soviel Benzin eingeflossen ist, als zur jeweiligen Ansaugperiode erforderlich ist, hebt sich die Schwimmerkapsel und verschliesst mittels Stiftes *c* die Oeffnung *b*. Der Kolben geht jetzt abwärts und saugt das im Röhrchen *e* stehende Benzin heraus, wobei es an den Zerstäuberkegel *f* gespritzt wird und so rasch verdunstet. Mit Hilfe der durch die Luftzufuhrscheibe *g* eingetretenen Luft verwandelt es sich nun in explosibles Gemisch, welches durch Gasrohr *o* in den Zylinder tritt.



Fig. 42. Vergaser zum N. S. U. Motor mit Vorwärmung, Drosselhahn und Luftregulierungsvorrichtung während der Fahrt.

Die Vorrichtung zur Regelung der Luftzufuhr besteht aus zwei Teilen mit je fünf Oeffnungen *h*. Die obere Scheibe *g* ist drehbar, so dass die Oeffnungen *h* ganz oder teilweise verschlossen werden können, also mehr oder weniger Luft zugeführt werden kann. Zum Abfangen von Unreinlichkeiten ist im Innern der Scheiben *g* ein Sieb angebracht.

Um während der Fahrt das Gemisch nachregulieren zu können, ist im oberen Teil des Drosselhahnrohres *i* die Hülse *k* aufgesteckt. Diese besitzt zwei Oeffnungen, welche mit gleichen Oeffnungen im Drosselhahnrohr zusammenfallen. Durch Verstellen der Hülse *k* mittels Hebels *l* ist vollständiges oder teilweises Schliessen der Oeffnungen ermöglicht. Diese Nebenluftzulassvorrichtung ist vom Vergaser selbst getrennt, und als besonderes Organ in die Rohrleitung zwischen Vergaser und Ansaugventil eingeschaltet.

Von Ansaugung der vom Motorzylinder vorgewärmten Luft haben die *Neckarsulmer Fahrradwerke* angeblich aus folgendem Grunde Abstand genommen:

„Man vergegenwärtige sich, dass es unter den vielen und verschiedenen Gemischen, welche mit einem Vergaser erzeugt werden können, nur *ein* richtiges geben kann, d. h. die Molekülzahl des bei einem Kolbenhub eingesogenen Benzins muss immer und bei jeder Explosion im genau richtigen Verhältnis zu dem in der einmal eingesogenen Luft enthaltenen Sauerstoffatome stehen. Bei warmer Temperatur dehnt sich die Luft aus und somit sind z. B. in einem Kubikzentimeter Luft weniger Sauerstoffatome enthalten, als bei kalter Temperatur, bei welcher sich die Luft zusammenzieht; die Raumverdrängung der Luft bleibt dabei immer gleich.

Wenn nun, wie in Fig. 41 und 42, eine weitere Luftregulierung vorhanden, so ist es möglich, durch Oeffnen oder Verschliessen derselben mehr oder weniger Luft einzusaugen und damit weniger oder mehr Benzin zu vergasen.

Die *N. S. U.* Vergasungstheorie schliesst sich an die des Oberflächenvergasers an. Bei diesem wird zuerst im Benzinbehälter selbst ein reichliches Gemisch hergestellt. Dieses ist so reich an Benzinmolekülen, dass es schlecht oder gar nicht explodieren würde. Es muss also zu diesem Gemisch beliebig weitere Luft zugeführt werden, um eben das richtige Gemischverhältnis zu erzielen. Da nun aber die Abmessungen des Spritzvergasers derart klein sein müssen, dass das zum Gemisch nötige Benzin möglichst schnell mitgerissen werden kann, muss die unten bei *h* einströmende Luft konzentriert sein, d. h. viel Sauerstoff enthalten, also kalt sein. Aus diesem Grunde wird die Vergasung durch die Lage des Vergasers nicht beeinträchtigt, im Gegenteil wird dem Motor bei einer freien Lage des Vergasers dichtere Luft zugeführt. Wohl aber hat eine Erwärmung im Innern des Vergasers bei der Mischkammer *m* stattzufinden, da dort durch die Verdunstung des Brennstoffes der Umgebung die ganze Wärme entzogen wird, die Mischkammer wird daher mittels verschliessbarer Röhre *n*, durch einen Teil der Auspuffgase geheizt. Letztere ziehen durch eine kleine Oeffnung wieder ab".

Dieser Motor wird für fünf verschiedene Leistungen hergestellt; letztere sind unter Abbremsen festgestellt und zwar bei einer mittleren Umdrehungszahl. Die Pferdestärken sind daher effektive und lassen sich bei höchster Vorzündung annähernd $1/2$ PS. mehr erzielen. Die Abmessungen und Geschwindigkeiten sind folgende:

2 PS_e	70 mm Bohrung,	75 mm Hub,	55 km i. d. Stunde,
$2 1/2$ „	75 „ „	75 „ „	65 „ „
$2 3/4$ „	80 „ „	75 „ „	70 „ „
3 „	80 „ „	80 „ „	75 „ „

luftgekühlte Motore,

4 PS_e	85 mm Bohrung,	85 mm Hub,	80 km i. d. Stunde,

wassergekühlter Motor.

(Fortsetzung folgt.)

Ueber Quarzglas.

Im Jahre 1903 hielt *W. C. Heraeus*, Hanau, auf dem V. Internationalen Kongress für angewandte Chemie in Berlin einen Vortrag „Ueber Quarzglas“ [1]) und lenkte damit zum ersten Male in Deutschland die Aufmerksamkeit auf ein Material, das ganz hervorragender technischer Verwendung fähig wäre, wenn nicht vorläufig seiner Be-

[1]) s. D. p. J. 1903, **319**, S. 414.

reitung und Bearbeitung in grösserem Masstabe erhebliche Schwierigkeiten entgegenständen. *Heraeus* legte einige in seinen Werkstätten hergestellte Quarzglasgeräte vor, besonders kleine Tiegel, und wies auf die Härte, absolute Unempfindlichkeit des Materials gegen schroffste Abkühlung, seinen hohen, über Platinschmelzhitze liegenden Schmelzpunkt und seine Durchlässigkeit für ultraviolettes Licht hin. Die Preise allerdings, welche für die vorgeführten Gegenstände verlauteten, mussten jeden Gedanken an eine Verwendung des Materials zu grösseren technischen Geräten bannen. Um so gespannter darf man allen Versuchen entgegen sehen, die auf Erschmelzung von Quarzglas in grösserem Masstabe hinzielen. Bevor wir über neuere Vorschläge dieser Art berichten, möge in Ergänzung des Vortrages von *Heraeus* aus den älteren Mitteilungen über die Eigenschaften und Bereitung des Quarzglases das wiederholt sein, was zum Verständnis jener neueren Vorschläge nötig ist.

Unter Quarzglas ist zu verstehen die durch Schmelzen von Bergkristall oder anderen reinen Quarzarten entstehende durchsichtige, amorphe Substanz, welche von denen des Quarzes wesentlich abweichende Eigenschaften aufweist. Obgleich schon durch sehr geringe Beimischungen die verglaste Kieselerde stark — und nicht günstig — in ihren Eigenschaften beeinflusst wird, wird man technisch auch sehr hochkieselsäurehaltige Gläser zum Quarzglas rechnen müssen, vorausgesetzt, dass ihr Schmelzpunkt erheblich höher als derjenige der bisher technisch verschmolzenen Gläser und Silikate liegt.

Nachdem im Laufe des vorigen Jahrhunderts die verglaste Kieselerde, das Quarzglas, von drei unabhängig voneinander arbeitenden Gelehrten entdeckt und in kleinsten Mengen hergestellt worden war, unternahm *Shenstone*, der Verfasser der bekannten Anleitung zum Glasblasen, als erster planmässige Arbeiten zur Herstellung von Quarzglasgeräten.[2])

Die erste und sehr grosse Schwierigkeit, auf welche er bei seinen Versuchen stiess, Quarzstückchen durch Zusammenschmelzen vor der Knallgasgebläseflamme zu vereinigen, bestand darin, dass der Quarz hierbei in viele kleine Stückchen auseinanderspringt. Diese Schwierigkeit zu beheben gelang ihm, indem er vor dem Zusammenschmelzen den Quarz in kleinen Stückchen auf etwa 1000 ° C. erhitzte und danach in kaltes Wasser warf. Hierbei geht eine molekulare Umlagerung des Quarzes vor sich, die sich äusserlich darin zeigt, dass der Quarz emailleartig weiss und undurchsichtig wird, und die im übrigen zur Folge hat, dass die so behandelten Stücke nunmehr ohne zu zerspringen im heissesten Teil des Knallgasgebläses erhitzt werden können. Dieser Umstand hat nicht nur für die kleinen Versuche *Shenstones* Bedeutung, welcher lediglich Quarzstücke in der Gebläseflamme zusammenschmolz und formte, sondern auch für den Versuch, Quarzglas in etwas grösserem Masstabe in Schmelzgefässen zu verarbeiten.

Schmilzt man nämlich Quarzstücke im Iridiumtiegel mit der Knallgasflamme, so sinken dieselben zu einer äusserst zähflüssigen Masse zusammen, die aber Blasen von der zwischen den Stücken enthaltenen Luft einschliesst. Da nun der Quarz im Iridiumtiegel nicht höher als etwa 2000 ° erhitzt und daher auch nicht annähernd leichtflüssig gemacht werden kann, so entweichen diese Blasen sehr schwer und vollständig überhaupt nicht. Kohletiegel und die Anwendung des Lichtbogens würden zwar höhere Erhitzung erlauben, aber ebenfalls eine Verunreinigung der Schmelze durch Bildung von Silicium und Siliciumcarbid verursachen.

Versuche, solche Gaseinschlüsse in der Art der Läuterung des gewöhnlichen Glases, also durch Erhitzen der Schmelze bis zur Dünnflüssigkeit zu entfernen, stossen auf grundsätzliche Schwierigkeiten, da der Quarz, wie schon die Versuche von *Moissan* zeigen, bei den in Frage kommenden Temperaturen bereits stark verdampft. Es ist klar, dass das Quarzglas um so mehr Gaseinschlüsse aufweisen muss, je feiner der in das Schmelzgefäss eingebrachte Quarz verteilt ist oder je mehr er vor dem Schmelzen im Tiegel zersplittert. Da die Beobachtung von *Shenstone* dieses Zersplittern zu verhindern ermöglicht, würde sie auch für das technische Schmelzen des Bergkristalls in Tiegeln usw. von Bedeutung sein. Bei der Verarbeitung von nach *Shenstone* vorläufig erhitztem und wieder abgeschrecktem Bergkristall oder Quarz müssen blasenfreiere Schmelzen erhalten werden, als wenn man den Quarz unmittelbar in das Schmelzgefäss einbringt.

Shenstone macht a. a. O. auch eingehende Mitteilungen über die technisch wichtigen Eigenschaften des Quarzglases, von denen wir einige schon eingangs kurz erwähnt haben. Die absolute Unempfindlichkeit des Quarzglases gegen schroffste Temperaturschwankungen hängt von seinem sehr geringen Ausdehnungskoeffizienten ab (0,00000059), der manche technische Verwendungsmöglichkeit eröffnet, z. B. in der Thermometrie, für Lampengläser, Wasserstandsgläser und Schaugläser. Weitere Verwendungsgebiete werden sich ergeben, wenn das Material erst zugänglicher geworden ist. Die Durchlässigkeit für ultraviolettes Licht lässt es für elektrische Lampen zur Erzeugung solchen Lichtes sehr geeignet erscheinen. Es ist beobachtet worden, dass in Quarzglasröhren Luft so hoch erhitzt werden kann, dass sich Stickstoff und Sauerstoff, ohne die Mitwirkung elektrischer Entladungen, zu Stickoxyden verbinden, und es ist darauf hingewiesen worden, dass dieser Umstand für die besonders in Nordamerika lebhaften Versuche von Einfluss werden kann, Salpetersäure synthetisch aus den Bestandteilen der Luft zu gewinnen.[3]) Bei 1500 ° ist Quarzglas praktisch noch völlig starr. Hinderlich für technische Verwendung wird es allerdings sein, dass bei höheren Temperaturen das Quarzglas leicht durch alkalische Stoffe und in gewissem Grade durch Metalloxyde überhaupt angegriffen wird.

Die Bemühungen, eine Herstellung von Quarzglasgegenständen in grossgewerblichem Masstabe ins Werk zu setzen, erstrecken sich nach verschiedenen Richtungen. Auf Verbilligung des Ausgangsmaterials zielt offenbar ein Vorschlag von *Bredel* in Höchst, statt Bergkristall und anstehenden Quarzes dessen Zertrümmerungsprodukte, also Quarzsande, zu benutzen, oder andere fein verteilte und reine Formen der Kieselsäure, wie reinen Kieselguhr. Das Verschmelzen dieses Materials würde, wie nach dem eingangs Gesagten ohne weiteres verständlich ist, zu einer Masse führen, die mit unzähligen Luftblasen durchsetzt ist, Deshalb frittet *Bredel* den Quarzsand zunächst zusammen, wobei er ein gröberes Korn erhält, zerschlägt die Fritte in kleine Stücke, welche nach *Shenstone* erhitzt und abgeschreckt werden — wir wollen diese Behandlung kurz „tempern" nennen. Das Fritten und Tempern wird nötigenfalls wiederholt, bis beim endgültigen Schmelzen eine annähernd blasenfreie Masse entsteht.

Shenstone sucht die Frage der Beschaffung von Schmelzgefässen aus wohlfeilerem Material zu lösen. Bisher ist im Grunde genommen, wie schon erwähnt, nur das Iridium für Schmelztiegel in Frage gekommen. Bei der Arbeit im grossen würde einmal der sehr hohe Preis dieser Gefässe im Wege stehen und dann auch der Umstand, dass der Schmelzpunkt des Iridiums nicht weit genug von dem des Quarzes entfernt ist, dass nicht mit Durch-

[2]) Nature 1901, Bd. 64, S. 65 u. f., im Auszug im Sprechsaal 1901, S. 1135.

[3]) s. D. p. J. S. 254 d. Bd.

schmelzen der Tiegel gerechnet werden müsste. *Shenstone* baut daher einen Ofen aus Quarzziegeln auf. Ueber die Herstellung der Quarzziegeln werden nähere Angaben nicht gemacht, anscheinend ist beabsichtigt, Quarzsandformlinge bis zu genügender Festigkeit zu brennen. In dem aus den Ziegeln aufgebauten Ofen findet während des Betriebes die nötige Verglasung der inneren Oberflächen statt. Da als Wärmequellen Lichtbögen oder Knallgasflammen, also sehr konzentrierte Heizquellen benutzt werden, so wird schon in verhältnismässig geringer Entfernung davon die Ofensubstanz dauernd fest bleiben. Die besondere Einrichtung des Ofens ist z. B. so gedacht, dass die Beschickung in zwei Schmelzkanäle eingegeben wird, welche schräg abwärts in einen ungefähr ellipsoidischen Sammelraum führen. In den Kanälen sind abwechselnd Kohlenelektrodenpaare zur Erzeugung von Lichtbögen und Knallgasbrenner angeordnet. Die Brenner sollen mit einem geringen Ueberschuss an Sauerstoff betrieben werden, welcher von den Elektroden etwa in die Schmelze gelangende Kohlenpartikelchen unschädlich machen bezw. etwa entstandenes Silizium oder Karborundum oxydieren soll.

Unter Umständen soll nur mit Lichtbögen geschmolzen und Sauerstoff zugeführt werden. Bei dieser Arbeitsweise liegt aber doch die Gefahr des Verbrennens der Elektroden sehr nahe. Das erschmolzene Quarzglas soll durch eine Arbeitsöffnung entnommen werden. Damit es an der Pfeife nach Art des gewöhnlichen Glases entnommen werden kann, muss deren unterer Teil aus Iridium bestehen. Wie schon früher erwähnt wurde, ist jede Berührung des Quarzglases mit basischen oder oxydischen Stoffen zu vermeiden, da sofort Silikate gebildet würden, die schädliche Verunreinigungen darstellen. Das Blasen des Quarzglases bietet, wie seinerzeit *Heraeus* betonte, ganz aussergewöhnliche Schwierigkeiten, weil es schwer ist, dabei die nötige Weichheit des Quarzglases aufrecht zu erhalten. Die schon im Ofen sehr zähe Schmelze wird natürlich äusserst rasch unformbar, so wie sie sich nur ein wenig abkühlt.

Einige weitere Vorschläge gehen daher darauf aus, durch entsprechende Einrichtungen am Ofen die Formung unmittelbar im Ofen ausführbar zu machen. Hierher ist die Arbeitsweise zu rechnen, die *Hutton* im Kleinen in einer Sitzung der „American Electrochemical Society“ in Niagara Falls vorführte.[4]) *Hutton* stellte Quarzglasröhren mit Hilfe des elektrischen Lichtbogens her. In einer flach ausgehöhlten Rinne aus Graphit ordnete er einen Graphitstab so an, dass die Rinne die äussere Form und der Stab den inneren Formkern für das herzustellende Rohr abgab. Der Zwischenraum zwischen beiden Graphitstücken wurde mit „getemperten“ Quarzstückchen ausgefüllt, darauf längs beider Seiten der Rinne Graphitstäbe aufgelegt und auch der Zwischenraum zwischen diesen Stäben und dem Kern mit Quarzstückchen ausgefüllt. Weitere Quarzstückchen wurden so aufgelegt, dass der Formkern ganz bedeckt war. Die so beschickte Form von etwa 60 cm Länge wurde langsam unter dem Lichtbogen eines elektrischen Ofens nach *Moissan* hinweggeführt, aber so, dass der Lichtbogen stets in einiger Entfernung von dem Quarz blieb. Bei der Berührung würde nämlich ein starkes Verdampfen von Quarz und Reduktion zu Silizium und Karborundum stattfinden, die sich dem Auge durch eine Schwärzung der Quarzmasse kenntlich macht, aber wieder vergeht, so wie der Lichtbogen gehoben und für Luftzutritt an die geschwärzte Stelle gesorgt wird. Der verwendete Graphit muss ebenso wie die Elektroden von äusserster Reinheit sein, da schon Spuren von Kalk das Quarzglas seiner hervorragenden Eigenschaften berauben. Achesongraphit erwies sich als zweckentsprechend. Die Röhren lassen sich leicht von den Graphitformen ablösen.

Auf die geschilderte Weise erhielt *Hutton* mehrere Rohre von 30—50 cm Länge, die aber den Fehler aufwiesen, dass sie zahlreiche Luftblasen in ihrer Masse eingeschlossen enthielten.

Hutton scheint sich von der Anwendung stärkerer Lichtbögen ein besseres Ergebnis zu versprechen. Es ist aber schon oben angedeutet, dass und warum hiervon nicht viel zu erwarten ist.

H. A. Kent in Middlesex benutzt das Schmelzgefäss aus Iridium in folgender Weise zum Formen der Schmelze zu Röhren oder Kugeln. Der Boden des Gefässes ist trichterförmig und mündet in einen zylindrischen Ansatz, in welchem sich die geschmolzene Masse sammelt. In der Mittelachse des Ansatzes liegt das Ende eines von oben durch die Wandung des Schmelzgefässes hindurchgeführten Iridiumrohres, durch welches Pressluft zugeführt wird. Lässt man nun die Schmelze aus dem ringförmigen Raum zwischen Ansatz und mittlerem Rohr nach unten austreten, so nimmt sie hohlzylindrische Form an. Durch die aus dem Rohr austretende Pressluft wird das Lichte des Rohres gekühlt und in seiner Form erhalten. Schliesst man den Quarzglashohlzylinder unten (etwa durch Stauchen), so wird er durch die Pressluft zu einer Kugel aufgeblasen. Das Austreten der zähen Schmelze aus dem zylindrischen Ansatz kann dadurch beschleunigt werden, dass man das Schmelzgefäss luftdicht abschliesst und in seinen oberen leeren Raum Druckluft einführt.

Bredel in Höchst macht einen ähnlichen Vorschlag, der dahin geht, das Schmelzgefäss durch einen heizbaren Kanal mit der ebenfalls heizbaren Form zu verbinden und diese Räume luftleer zu machen. Wenn die Verbindung zwischen Schmelzgefäss und Kanal hergestellt wird, wird die Schmelze rasch durch den Kanal in die Form eingesaugt. Die Luftleere soll dabei offenbar das Einschliessen von Luftblasen in die Quarzglasmasse verhindern. Für Gegenstände von sehr gedrungener, wenig verwickelter Form, wie etwa optische Linsen, mag diese Einrichtung ganz brauchbar sein.

Ein anderes, recht originelles Formverfahren schlägt *Bredel* in seiner französischen Patentschrift 344170 vor. Er will nämlich zunächst die Quarzglasschmelze zu Wolle zerblasen und aus dieser Wolle zunächst durch Pressen in einer Form einen dem herzustellenden Quarzglasgegenstande entsprechenden Formling herstellen. Dieser Formling wird dann durch Erhitzen „von unten her“ bis zum Erweichen verglast. Das Schmelzen „von unten her“ soll das Einschliessen von Luftblasen in der Masse vermeiden. Ueber die Art des Erhitzens besagt die Patentschrift nichts. Anscheinend ist aber daran gedacht, den Formling aus Quarzglaswolle nicht in der Form zu erhitzen, sondern unmittelbar der Flamme auszusetzen, was bei der grossen Schwierigkeit, geeignete Schmelzgefässe und genügende Temperaturen zu beschaffen, einen recht bemerkenswerten Vorzug dieser Arbeitsweise vorstellen würde. Auch lässt sich denken, dass die Schmelzung oder besser Verglasung des Formlings sich so leiten lässt, dass wenig Lufteinschlüsse entstehen. Denn die Erhitzung kann hierbei wirklich von unten nach oben fortschreiten, was das Entweichen von Luftblasen aus der Quarzglasmasse erleichtern muss. Eine solche streng von unten nach oben fortschreitende Erweichung ist bei keinem der anderen Schmelzverfahren möglich.

Wd.

[4]) Transactions of the A. E. S., Vol. II, S. 105 u. ff.



Prüfung von Isolationsmaterialien.

Eine Reihe sehr interessanter Versuche, deren Ergebnisse in erster Linie den Konstrukteuren von Dynamomaschinen und Transformatoren zugute kommen werden, sind kürzlich von dem „Engineering Standards Committee“ (Kommission für Maschinennormalien) der *Institution of Electrical Engineers* unter Mitwirkung des *National Physical Laboratory* ausgeführt worden und geben wir nachstehend aus einem von *E. H. Rayner* erstatteten Bericht folgende Einzelheiten wieder.

Die erste Versuchsreihe erstreckte sich auf die Untersuchung der gebräuchlichsten Isolationsmaterialien in elektrischer und mechanischer Hinsicht sowie auf die Feststellung des Einflusses längerer Erwärmungen. Zu diesem Zweck wurden etwa dreissig Proben von Isolationsmaterialien, unter anderen z. B. Presspan, Mikanit, Fibre, Isolierleinwand, Isolierband, wasserfester Karton, Manilapapier und verschiedene andere Papierproben zunächst in dem Zustand geprüft, wie sie von den Fabrikanten erhalten wurden; die Versuche wurden dann nach erfolgter Dauererwärmung wiederholt. Für die Erwärmung standen drei Oefen für Temperaturen von 75—100° C, 100—125 und 125—150° C zur Verfügung. Die Materialien wurden diesen Temperaturen während längerer Zeit und zwar bis zu drei Monaten lang ausgesetzt und dann wiederum hinsichtlich ihrer elektrischen und mechanischen Festigkeit geprüft.

Bei der Prüfung der mechanischen Festigkeit fand man, dass die Feststellung der Zugfestigkeit unzuverlässige Ergebnisse lieferte; man beschränkte sich infolgedessen darauf, die Abscherfestigkeit und die Biegungsfestigkeit zu ermitteln. Zu diesem Zweck wurde diejenige Kraft ermittelt, welche erforderlich war, um ein Loch von gegebenem Durchmesser in das betreffende Material zu stanzen; die Biegeprobe bestand darin, dass man die Materialien um einen Satz von Rundstäben von 1,5 mm bis 300 mm Durchmesser herumbog. Man fing mit dem grössten Durchmesser an und fuhr fort mit immer dünneren Stäben, bis das Material gebrochen oder rissig geworden war. Hielt das Material alle diese Biegeproben aus, so wurde es zum Schluss noch solange um den Stab von 1,5 mm Durchmesser hin- und hergebogen, bis es brach oder bis sich seine mechanische Festigkeit äusserlich merkbar beträchtlich verringert hatte.

Die Prüfung des elektrischen Widerstandes erfolgte in der Weise, dass die Materialien zwischen zwei kreisförmige Metallelektroden von 25 mm Durchmesser gelegt wurden, welche mit etwa 2,5 kg Druck zusammengehalten waren. Bei schmalem Isolierband wurden halbkuglige Elektroden von etwa 5 mm Durchmesser verwendet. Zur Prüfung diente Wechselstrom von fünfzig Perioden. Zwischen diesen Elektroden wurde die Spannung innerhalb $^1/_4$ Minute so weit gesteigert, bis ein Durchschlagen des Isolationsmaterials eintrat. Die erhaltene Durchschlagsspannung wurde dann auf Volt f. d. Millimeter Dicke umgerechnet. Die für die Durchschlagsspannung f. d. Millimeter Dicke erhaltenen Werte lagen für die Materialien ohne vorangegangene Erwärmung zwischen 3300 Volt (Isolierband) und 35 000 Volt (Excelsiorpapier No. 1). In den meisten Fällen erhöhte sich die Durchschlagsspannung durch vorangegangene Erwärmung. So hielt das oben erwähnte Excelsiorpapier z. B. nach Dauererwärmung auf 100° C und Wiederabkühlung 53000 Volt f. d. Millimeter Dicke aus. Presspan ergab folgende Werte: Ohne vorherige Erwärmung 2920 Volt f. d. Millimeter, nach voraufgegangener Erwärmung auf 125° C 3700 Volt f. d. Millimeter, nach voraufgegangener Erwärmung auf 150° C 3330 Volt f. d. Millimeter.

Andere Materialien wie z. B. Oelleinwand verschlechterte sich in bezug auf die Durchschlagsspannung, wenn es erwärmt wurde. Ferner wurde eine Reihe von Isolationsmaterialien untersucht, welche mit einem dünnen Ueberzug von „Berrite - Lack“ versehen waren, hierbei konnte man den günstigen Einfluss dieser Behandlung einwandsfrei feststellen. Das mit Berrite-Lack überzogene Excelsiorpapier hielt z. B. 65 000 Volt f. d. Millimeter aus.

Die gleichfalls vorgenommenen Messungen des Isolationswiderstandes ergaben, dass zwischen diesem und der Durchschlagsspannung keine feste Beziehung besteht. Die Messung erfolgte bei Spannungen von 200 bis 1000 Volt. Die niedrigsten Werte nämlich 40 000 Megohm f. d. ccm nach einer Elektrisierung von einer Minute ergab Oelleinwand; den höchsten Wert, nämlich 25×10^6 Megohm f d. ccm, ergab ein bei 75° C getrocknetes wasserfestes Kartonpapier. Bei der Messung des Isolationswiderstandes hatte naturgemäss der Feuchtigkeitsgehalt einen beträchtlichen Einfluss. Der Isolationswiderstand eines Stückes Presspan von 1,07 Millimeter Dicke, welcher zuerst 0,42 Megohm betragen hatte, erhöhte sich während einer zwölftägigen Behandlung im Exikkator allmählich auf 800 000 Megohm. Ein anderes gleiches Stück zeigte nach einer einstündigen Erwärmung einen Widerstand von 4×10^6 Megohm. Diese Zahlen zeigen, dass die Austrocknung durch Erwärmung eine bessere ist als die im Exsikkator.

Während sich die elektrischen Eigenschaften der weitaus meisten Materialien durch die Dauererwärmung verbesserten, verschlechterte sich dabei ihre mechanische Festigkeit. Presspan von 0,56 Millimeter Dicke erforderte nach vorangegangener Erwärmung auf 100° C einen Druck von 47 kg = 7 kg/qmm Scherspannung um ein Loch von 12 Millimeter Umfang zu stanzen. Ebenso konnte das Muster um den ganzen Satz von Stäben gebogen und danach noch sechsmal um einen Stab von 1,5 Millimeter hin- und hergebogen werden ohne zu brechen. Nach längerer Erhitzung auf 125° C erniedrigte sich die Scherkraft auf 35 kg = 5,7 kg/qmm und das Material brach bereits beim Biegen um einen Stab von 25 Millimeter Durchmesser. Nach einer weiteren Erwärmung auf 150° C erniedrigte sich die Scherkraft auf 10 kg = 2,7 kg/qmm, und der Bruch trat bei einem Stab von 65 Millimeter Durchmesser ein.

Eine zweite ebenso interessante Reihe von Versuchen sollte die Verteilung der Wärme im Innern elektrisch geheizter Spulen, also z. B. Feldspulen für Dynamos oder Spulen für Transformatoren feststellen. Um die in verschiedenen Lagen der Spulen herrschende Temperatur zu ermitteln, wurden kleine Thermoelemente mit eingewickelt. Untersucht wurden frei und auf Spulenkästen verschiedener Bauart gewickelte Spulen. Die Versuche zeigten, dass die im Innern der Spulen herrschende Temperatur bis zu 25° C höher liegen kann, als sie sich durch Umrechnung aus der Erhöhung des ohmschen Widerstandes ergibt. Der Temperaturunterschied der äussersten und innersten Lagen kann bis zu 80° C betragen. Bestimmt man also die Temperatur einer derartigen Wicklung durch äusseres Anlegen eines Thermometers, wie dies bei Maschinenprüfungen meist geschieht, und lässt dabei Temperaturerhöhungen von 40—50° C zu, so kann im Innern der Spule sehr wohl eine Temperatur von 120—130° C herrschen, die wahrscheinlich auf die Dauer die verwendete Baumwollbespinnung zerstören wird. *Rayner* stellte zwar fest, dass Baumwollbespinnung Temperaturen von 125° C noch ohne Beschädigung aushalten kann; es beginnt hierbei allerdings bereits eine leichte Schwärzung, welche auf Verkohlung hindeutet. Wenn auch hierdurch die mechanische Festigkeit herabgesetzt wird, so scheint das Isolationsvermögen bei den hier vorkommenden niedrigen Spannungen noch nicht zu leiden. *P.*



Bücherschau.

Die Wechselstromtechnik. Herausgegeben von *E. Arnold,* Professor und Direktor des Elektrotechnischen Institutes der Technischen Hochschule zu Karlsruhe. III. Band: Die Wicklungen der Wechselstrommaschinen. Von *E. Arnold.* Berlin, 1904. Julius Springer.

Wenn auch die bei weitem grösste Zahl der gebräuchlichen Wechselstromwicklungen einfache Spulenwicklungen sind, die ohne weiteres von jedem Elektrotechniker verstanden werden, so bleiben immerhin noch zahlreiche Fälle übrig, bei denen dies nicht der Fall ist. Da überdies zu der theoretischen Behandlung noch die praktische Ausführung gehört, über die vieles gesagt werden kann, so ist es sehr zu begrüssen, dass mit dem vorliegenden Buche in der elektrotechnischen Literatur ein Werk erschienen ist, das die Wechselstromwicklungen zusammenfassend und eingehend behandelt.

Die Anlage des Buches ist ähnlich der der „Ankerwicklungen" desselben Verfassers. Nachdem in der Einleitung die Erzeugung von ein- und mehrphasigen Strömen und die Arbeitsweise und Wicklungen von synchronen und asynchronen Maschinen im Prinzip erläutert sind, wird zu den verschiedenen Wicklungsanordnungen übergegangen.

Die gewöhnlichen Wechselstromwicklungen, die in Spulen und umlaufende Wicklungen unterschieden werden, sind umfassend und doch in gedrängter Form dargestellt. Ebenso kurz und treffend werden die Gleichstromwicklungen gebracht, soweit sie für den Wechselstrom Bedeutung haben. Die unveränderten Gleichstromwicklungen hauptsächlich als Einankerumformer, die aufgeschnittenen und abgeänderten für die Rotoren der Ein- und Mehrphasenmotoren. Die letzteren nähern sich den in einem früheren Kapitel behandelten umlaufenden Wicklungen, die dem Praktiker als die leichter verständlichen erscheinen werden. Immerhin ist es vorteilhaft, sie im Rahmen der Gleichstromwicklungen zu bringen, da dadurch alle Fälle theoretisch mit inbegriffen werden.

Die Wicklungen für grosse Stromstärken, die wegen der eventuell auftretenden Wirbelströme in den Kupferquerschnitten und den Ausgleichströmen parallel geschalteter Zweige besonderer Anordnung bedürfen, bilden ein besonderes Kapitel.

Von den Polumschaltungen sind die wesentlichsten erwähnt, und zwar sowohl die Ausführungen der Statoren als auch die der Rotoren.

Ausgiebig werden die Isoliermaterialien und ihre Verwendung beschrieben. Bei den Anforderungen, die an ein solches gestellt werden, dürfte etwas mehr Gewicht auf die mechanische Festigkeit gelegt sein, da die Isolation durch Drücke und Stösse beim Biegen der Schablone, beim Einlegen der Wicklung in die Nut, beim Nachrichten, beim Bänderaufziehen sehr stark beansprucht wird. Ist die Spannung nicht sehr hoch, so entstehen weit mehr Fehler durch zu geringe mechanische Festigkeit als durch zu geringe ursprüngliche Isolierfestigkeit.

Unter Hartgummi ist nicht erwähnt die billigere, weniger isolierfeste, dafür aber wärmebeständigere Sorte, die vielfach verwendet wird, Temperaturen bis 130 ° C aushält und deren Isolierfestigkeit für die meisten Fälle bei weitem ausreicht.

Bei den Hölzern fehlen Kiefern und Eisenholz, die imprägniert mit die beste Isolation geben.

Bei den Lacken sind eine Reihe hervorragender Fabrikate nicht erwähnt. Erstere dürften sich überhaupt in bezug auf Güte nur wenig unterscheiden. Das Haupterfordernis für eine gute, feuchtigkeitssichere Isolation ist eben, den Lack in mehreren Schichten aufzutragen und sehr gut zu trocknen.

Auf die wichtige Isolation der Oberflächenwege nach Erde hin ist nirgends hingewiesen. Es sollten hier einige Erfahrungszahlen für die verschiedenen Spannungen angegeben sein.

Es fehlen ferner die Angaben über die Isolierfestigkeit der Bespinnungen und die über die Grösse der zulässigen Lagenspannung, die namentlich bei Hochspannungsmaschinen in Hinsicht auf vorkommende Ueberspannungen von grösster Wichtigkeit sind. Auf die Notwendigkeit der Erzielung einer möglichst geringen Lagenspannung ist zwar hingewiesen, die Angabe einer Grenzzahl wäre jedoch sehr angebracht.

In der Tabelle der üblichen Prüfspannungen auf S. 182 (eine Minute lang ganze Wicklung gegen Gehäuse) dürften die Werte für die hohen Spannungen von 7 000 bis 10 000 Volt etwas zu hoch gegriffen sein, wenn nicht eine Prüfanordnung, die Ueberspannungen möglichst vermeidet, gewählt wird.

Ueber die praktische Anwendung der Isoliermaterialien, -Methoden und -Anordnungen sind zahlreiche Beispiele der verschiedensten Firmen gegeben. Die hierher gehörigen Kapitel sind besonders lehrreich und nützlich.

Eine grosse Zahl guter und deutlicher Abbildungen tun uns die praktische Ausführung der Wicklungen dar. Hier sind fast alle hervorragenden Firmen vertreten. In diesem rein praktischen Teil ist die nähere Ausführung von Draht- und Stabschablonen nicht enthalten. Ueberhaupt nicht erwähnt sind die Polwicklungen von synchronen Generatoren, die namentlich in jüngerer Zeit durch die Einführung der Dampfturbine sehr an Bedeutung gewinnen.

Den eigentlichen Wicklungen sind noch einige Kapitel angegliedert, deren Inhalt sehr eng mit der Wicklung zusammenhängt, und die logischerweise in dem Buche noch Platz finden. Es sind dies die Kapitel, in denen die Form der Feldkurven von synchronen und asynchronen Maschinen und die in ihnen erzeugten E. M. K. abgeleitet werden. Auch dieser Teil des Buches ist in klarer, übersichtlicher Weise geschrieben, obgleich es der Stoff mit sich bringt, eine ganze Reihe von Faktoren in die Rechnung einzuführen, die zunächst für den praktischen Ingenieur etwas beschwerlich sein dürften. Bei den höheren Anforderungen, die mit der Zeit an Maschinen und Motoren gestellt werden, ist es indes erforderlich, ihre Eigenschaften und Wirkungsweise mit Hilfe der Theorie tiefer zu ergründen, wenn auch in vielen Fällen, wie z. B. bei dem Entwurf der Polschuhform die praktischen Massnahmen nicht so genau getroffen werden können, dass die Unterlagen der Rechnung erfüllt wären.

Die Zerlegung der Kurven in ihre Harmonischen ist durchgeführt, einesteils um den Gesamtwicklungsfaktor analytisch berechnen zu können, anderenteils um bei verketteten Systemen einige Tatsachen, wie innere Ströme bei Δ-Schaltung und verhältnismässige Verschiedenheit zwischen Phasenspannung und verketteter Spannung, erklären zu können.

Ueber Füllungs-, Wicklungs-, Polschuh-, E M K-Faktoren und das Uebersetzungsverhältnis von rotierenden Umformern sind Tabellen aufgestellt, aus denen man diese Grössen für die verschiedenen Verhältnisse entnehmen kann. In einer dieser Tabellen auf S. 246 ist eine Rubrik für $f = \frac{B_{max.}}{B_{mitt.}}$ angegeben, dessen Bedeutung nirgends erläutert ist. Da der Füllungsfaktor $\alpha_i = \frac{B_{mitt.}}{B_{max.}}$ ist, sollten f und α_i reziproke Werte sein. Dies ist jedoch nicht der Fall.

Bei der Ableitung der Feldkurve von asynchronen Maschinen zerlegt der Verfasser die Wechselfelder in zwei entgegengesetzt rotierende Drehfelder und setzt bei Mehrphasenmotoren diese Drehfelder zusammen, oder besser gesagt: Dieses Verfahren ergibt sich durch die analytische Behandlung von selbst. Auf dieselbe Weise wie bei Generatoren werden hier die Wicklungsfaktoren von Grund und Oberfelder abgeleitet.

In dem Abschnitt „Einfluss der Stromkurve auf die Form der Feldkurve" sind einige Versehen unterlaufen. Zunächst sind die Formen der Stromkurven in Fig. 402 und 404 bei Dreiphasenstrom nicht möglich, da bei ihnen die Summe der Momentanstromwerte nicht überall gleich Null ist. Sodann sind Fig. 401 und 403 miteinander verwechselt, da die Werte der magnetmotorischen Kräfte *I II III* für die fünf angegebenen Momente *a* bis *e* in Fig. 401 mit den momentanen Stromwerten von Fig. 404 übereinstimmen. Schliesslich können die Schlussfolgerungen, die sich auf die Richtigkeit der Fig. 401—404 stützen, nicht richtig sein.

Es sind in dem Buche noch einige Unrichtigkeiten enthalten, von denen die unkorrekte Fassung der Handregel zur Bestimmung der Richtung der *E . M . K* die schwerwiegendste ist. In letzterer muss es heissen: „und der Daumen die Drehrichtung *des Ankers* angibt."

Die zweite Richtungsregel ist völlig unklar. Es dürfte sich überhaupt empfehlen, von derartigen Gedächtnisregeln immer nur eine anzuführen, auch wenn diese nicht für alle Fälle die einfachste ist; gar zu leicht vergisst man beide.

Im übrigen kann das Buch dem Ingenieur sehr empfohlen werden; er findet in ihm Theorie und Praxis, so dass nicht nur der ausführende und konstruierende, sondern auch der rechnende Ingenieur auf seine Kosten kommt.

G. Bopp.

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.
86. Jahrg., Bd. 320, Heft 21. Berlin, 27. Mai 1905.
Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 80 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Das Eisenbahn- und Verkehrswesen auf der Weltausstellung in St. Louis 1904.

Von Professor **M. Buhle** und Dipl.-Ing. **W. Pfitzner**, Dresden.

(Fortsetzung von S. 294 d. Bd.)

2. *Die Lokomotiven der American Locomotive Co.*

Die Ausstellung der *American Locomotive Co.*, die, wie schon unter der Zusammenstellung 1 (S. 258 und 259, Anm. [17])) bemerkt, neun einzelne Fabriken umfasst, zeigte in ihrer an Umfang der *Baldwin*schen gleichkommenden Ausstellung ebenfalls einen guten Ueberblick über den jetzigen Lokomotivbau in den Vereinigten Staaten. Auch hier herrschten die schweren Typen vor, eine Reihe neuer Konstruktionen boten besonderes Interesse.

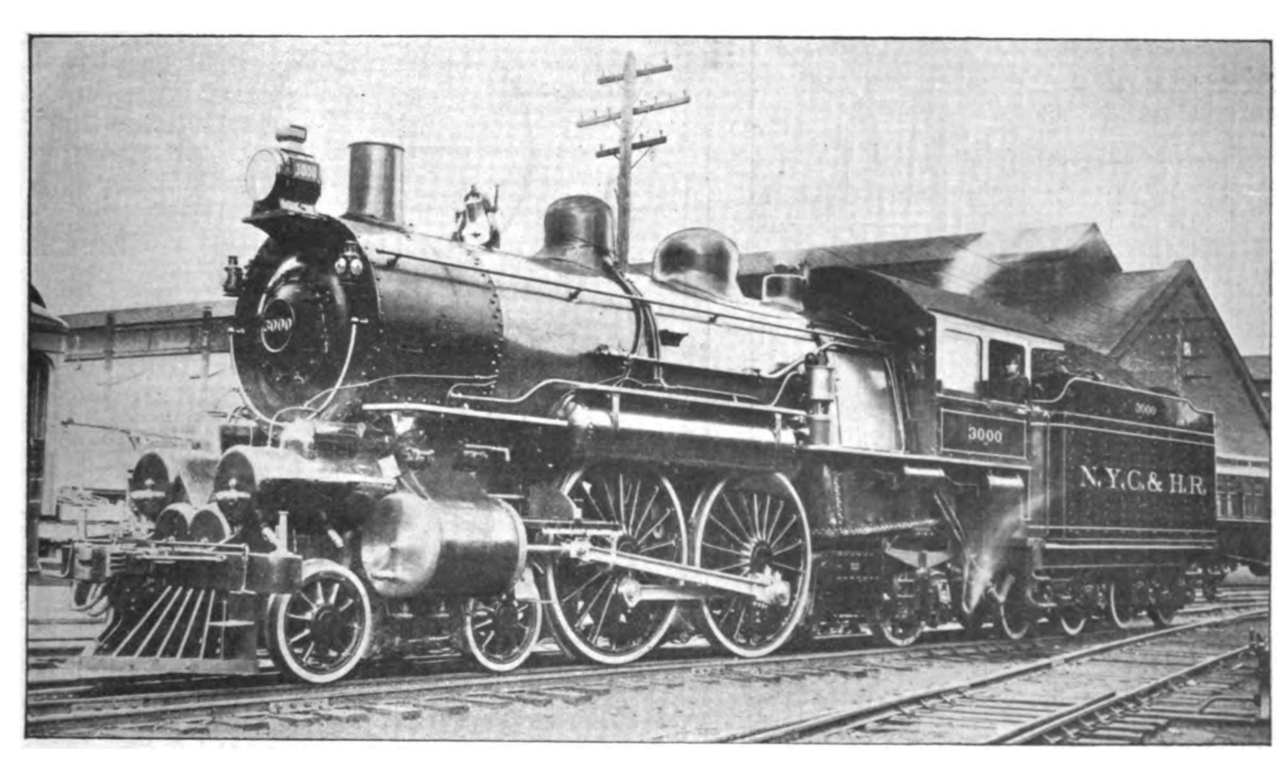


Fig. 43. Vierzylindrige 2/5-gek. Schnellzug-Verbundlokomotive der American Locomotive Co. (Schenectady-Werke).

Von den dreizehn ausgestellten Lokomotiven seien folgende näher beschrieben.

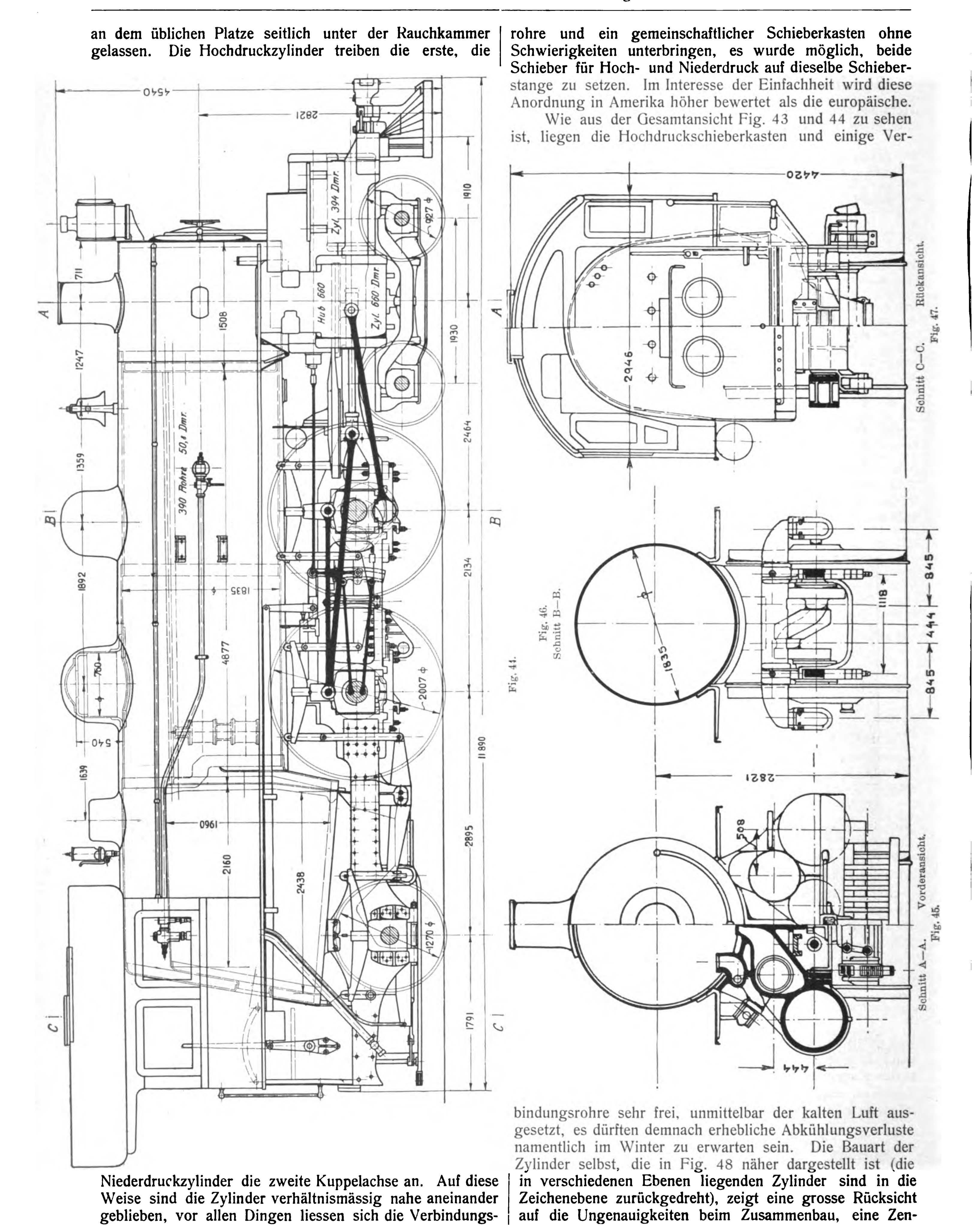
2/5-gek. *Vierzylinder-Verbundlolomotive der New York Central & Hudson River R. R.* (Fig. 43—48).

Diese Lokomotive ist besonders für die beiden Schnellzüge: *20 th. Century Express* (von New-York nach Chicago in 20 Stunden, Durchschnittsgeschwindigkeit 79 km/St.), sowie *Empire State Express* (von New-York nach Buffalo in 8,2 Stunden, Durchschnittsgeschwindigkeit 86 km/St.) gebaut worden. Sie ist als Vierzylinder-Verbundmaschine mit zweiachsigem Antrieb ausgeführt, entspricht also im allgemeinen der Anordnung von *de Glehn*, jedoch ist die Lagerung der Zylinder wesentlich von dieser Bauart unterschieden. *De Glehn* legt die Hochdruckzylinder nach aussen, und zwar ziemlich weit zurück, fast vor die erste Treibachse, während die Niederdruckzylinder unter der Rauchkammer liegen.[34]) Wegen dieser getrennten Lage der Zylinder werden zwei getrennte Steuerungen nötig. Um mit nur einem Steuerungsantrieb auf jeder Seite auszukommen, hat nun *F. J. Cole*, Oberingenieur der Schenectady-Werke, ein Zylinderpaar, und zwar die Hochdruckzylinder ganz nach vorn gelegt, über die erste Achse des Drehgestells, die Niederdruckzylinder dagegen

[34]) D. p. J. 1904, **319**, S. 705.

an dem üblichen Platze seitlich unter der Rauchkammer gelassen. Die Hochdruckzylinder treiben die erste, die rohre und ein gemeinschaftlicher Schieberkasten ohne Schwierigkeiten unterbringen, es wurde möglich, beide Schieber für Hoch- und Niederdruck auf dieselbe Schieberstange zu setzen. Im Interesse der Einfachheit wird diese Anordnung in Amerika höher bewertet als die europäische.

Wie aus der Gesamtansicht Fig. 43 und 44 zu sehen ist, liegen die Hochdruckschieberkasten und einige Ver-



bindungsrohre sehr frei, unmittelbar der kalten Luft ausgesetzt, es dürften demnach erhebliche Abkühlungsverluste namentlich im Winter zu erwarten sein. Die Bauart der Zylinder selbst, die in Fig. 48 näher dargestellt ist (die in verschiedenen Ebenen liegenden Zylinder sind in die Zeichenebene zurückgedreht), zeigt eine grosse Rücksicht auf die Ungenauigkeiten beim Zusammenbau, eine Zen-

Niederdruckzylinder die zweite Kuppelachse an. Auf diese Weise sind die Zylinder verhältnismässig nahe aneinander geblieben, vor allen Dingen liessen sich die Verbindungs-

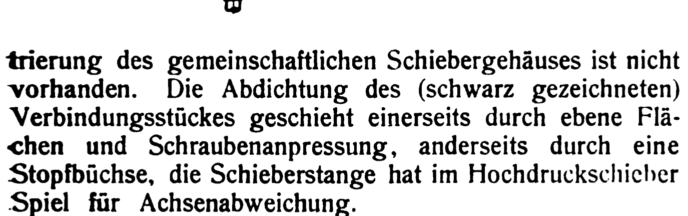


Fig. 48. Zylinderkonstruktion zu Fig. 43—47.

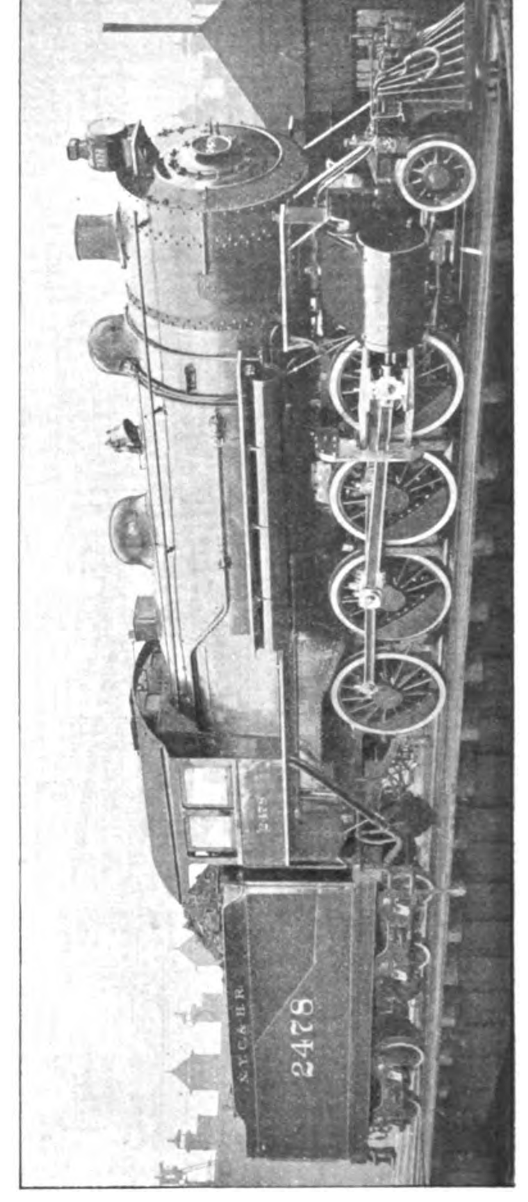


Fig. 49. 4/8 gek. Güterzuglokomotive der American Locomotive Co. (Schenectady-Werke). Seitenansicht.

trierung des gemeinschaftlichen Schiebergehäuses ist nicht vorhanden. Die Abdichtung des (schwarz gezeichneten) Verbindungsstückes geschieht einerseits durch ebene Flächen und Schraubenanpressung, anderseits durch eine Stopfbüchse, die Schieberstange hat im Hochdruckschieber Spiel für Achsenabweichung.

Die Dampfverteilung ist ähnlich der bei den *Baldwin*schen Vierzylinderlokomotiven, der Frischdampf tritt um den Hochdruckschieber herum abwechselnd in die Kanäle des Hochdruckzylinders, strömt dann unmittelbar oder durch den Hochdruckschieber nach dem Niederdruckschieber, der Auspuffdampf geht schliesslich um den Niederdruckschieber herum in das Blasrohr. Das Füllungsverhältnis der beiden Zylinder ist natürlich unveränderlich.

Das Triebwerk ist besonders leicht gehalten, alle Kreuzköpfe haben nur einseitige Führung, die gekröpfte Achse zeigt die bei uns neuerdings übliche Form mit schrägem Verbindungsarm zwischen den beiden inneren Kröpfungen (s. Fig. 46).[35])

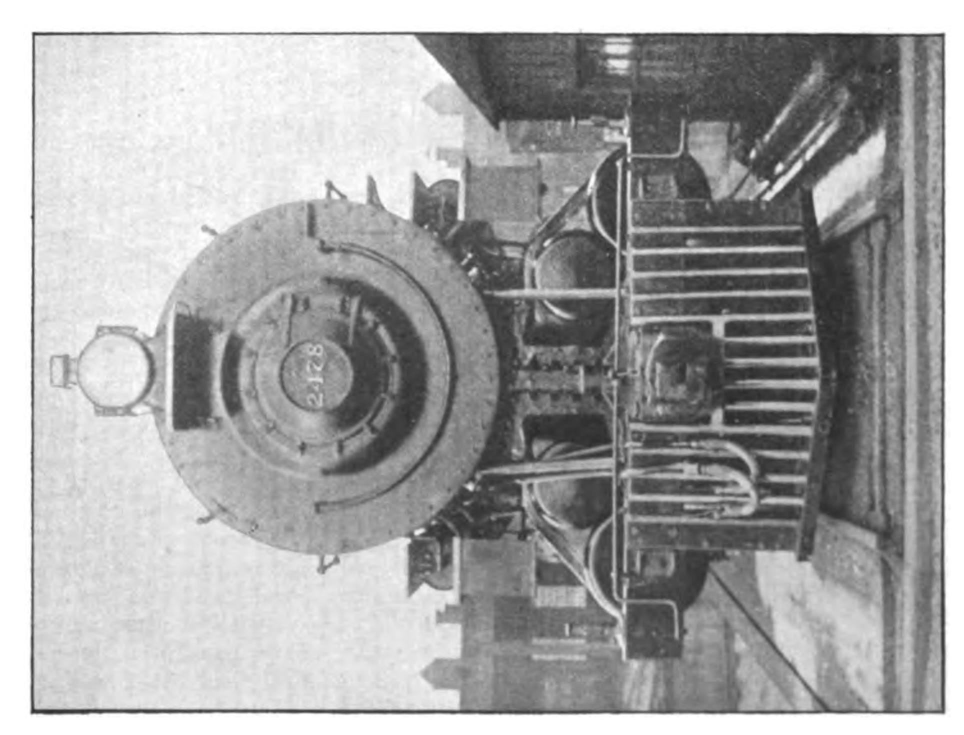


Fig. 50. Vorderansicht.

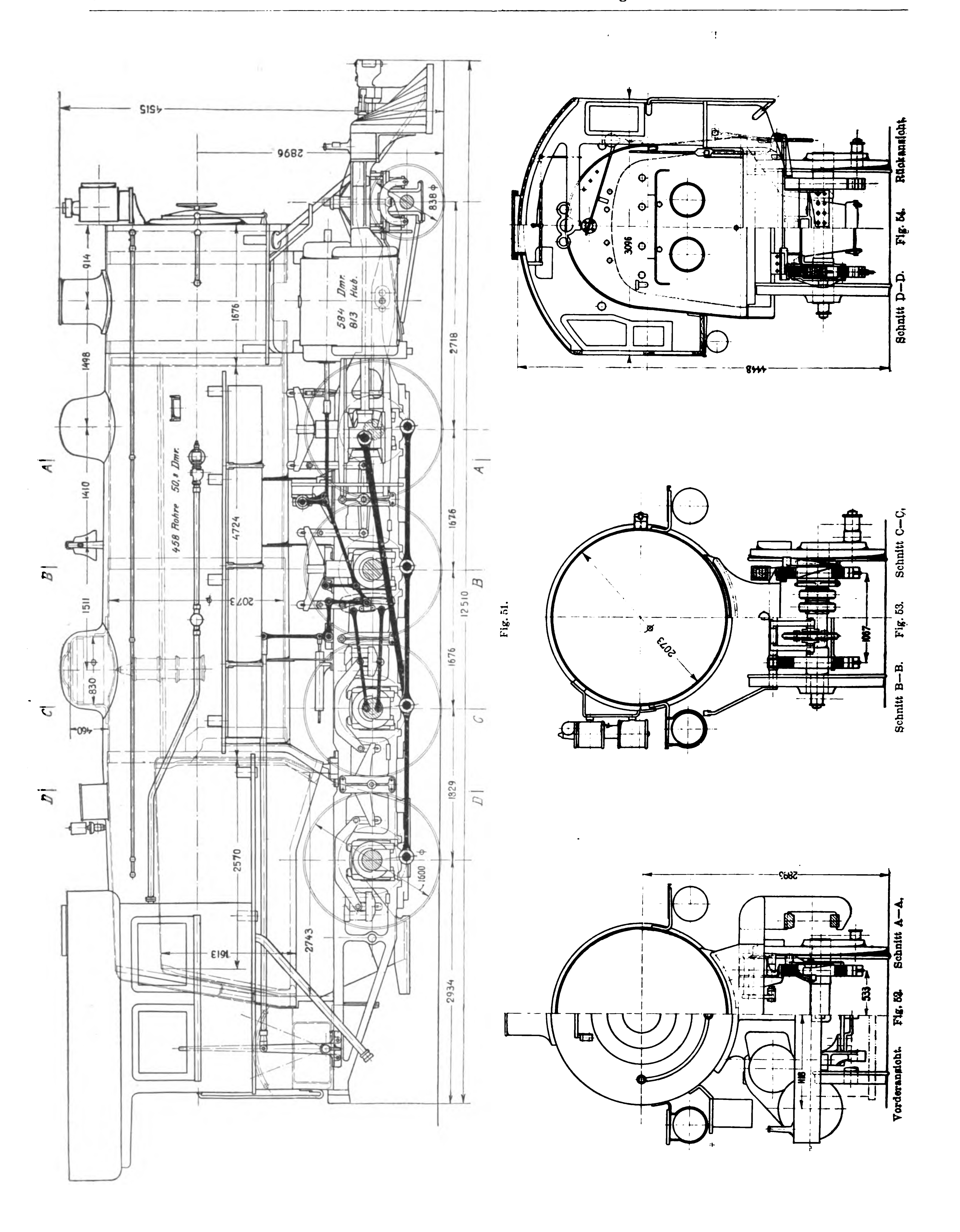


Fig. 51.

Vorderansicht. Fig. 52. Schnitt A—A.

Schnitt B—B. Fig. 53. Schnitt C—C.

Schnitt D—D. Fig. 54. Rückansicht.

Die Treibräder weisen bei dem fast vollständigen Massenausgleich natürlich nur kleine Gegengewichte auf, die hintere Laufachse ist nicht verstellbar.

Der Kessel der Maschine gehört dem *Straight Type* an, er hat eine grosse Zahl Siederohre und ist schwerer als der Kessel der *Baldwin*schen Vierzylindermaschine. Die Feuerbüchse ist, wie fast allgemein üblich bei grösseren Maschinen, breit gebaut; besonders bemerkenswert ist die Ausbildung des Rahmens unter ihr, der nicht aus zwei Barren, sondern aus einer breiten Platte von ziemlicher Dicke besteht. Es scheint demnach, als ob die Vereinigung von Barren- und Plattenrahmen recht brauchbar ist und Anhänger gewinnt. (Die Maschine von *Egestorff*, No. 37 in Zusammenstellung I [36]) besitzt ebenfalls einen kombinierten Rahmen, es ist in der Hauptsache ein Plattenrahmen ausgeführt, der vorn an den Zylindern in einen Barrenrahmen übergeht.)[37])

4/5-gek. Güterzuglokomotive der New York Central & Hudson River R. R.

Diese Maschine, in den Fig. 49—55 näher dargestellt (Hauptmasse unter No. 19 in Zusammenstellung I[36])), ist der Normaltypus der Güterzuglokomotiven dieser Bahn. Die Maschine ist sehr schwer gebaut, ihr Gewicht beträgt nahezu 100 t; sie ist als Zwillingsmaschine nicht abweichend vom gewöhnlichen. Auffallend ist der ungewöhnlich grosse Kessel, dessen gewaltige Masse besonders aus der Vorderansicht, Fig. 50, hervorgeht. Der Kessel gehört dem *Straight Type* an, Feuerbüchse und Siederohre (458) sind die gewöhnlichen.

Neu an diesen Maschinen ist die Führung des Steuerungsgestänges. Die Ausführung ist in Fig. 55 und 55a näher dargestellt. An Stelle der sonst üblichen zweiarmigen Hebel, die die von der Kulisse kommende Stange nach aussen zur Schieberstange überleiten, ist hier eine unmittelbar nach oben führende Stange angewendet, die mit nur einem einarmigen Hebel mit der Schieberstange verbunden ist. Auf diese Weise wird die sonst oft notwendige Gabelung der Kulissenstange um eine vorliegende Treibachse gänzlich vermieden (vergl. z. B. Fig. 34, S. 293), ausserdem lässt sich die Steuerung zwangloser anordnen, da die Unterbringung des einarmigen Hebels ohne Rücksicht auf die Räder erfolgen kann. Der Nachteil, dass die schief liegende Stange auf Biegung beansprucht wird, ist nicht bedeutend, da bei den in Verwendung stehenden Kolbenschiebern keine grossen Kräfte auftreten. Die Anordnung scheint sich in grösserem Masstabe einzubürgern.

Fig. 55a.

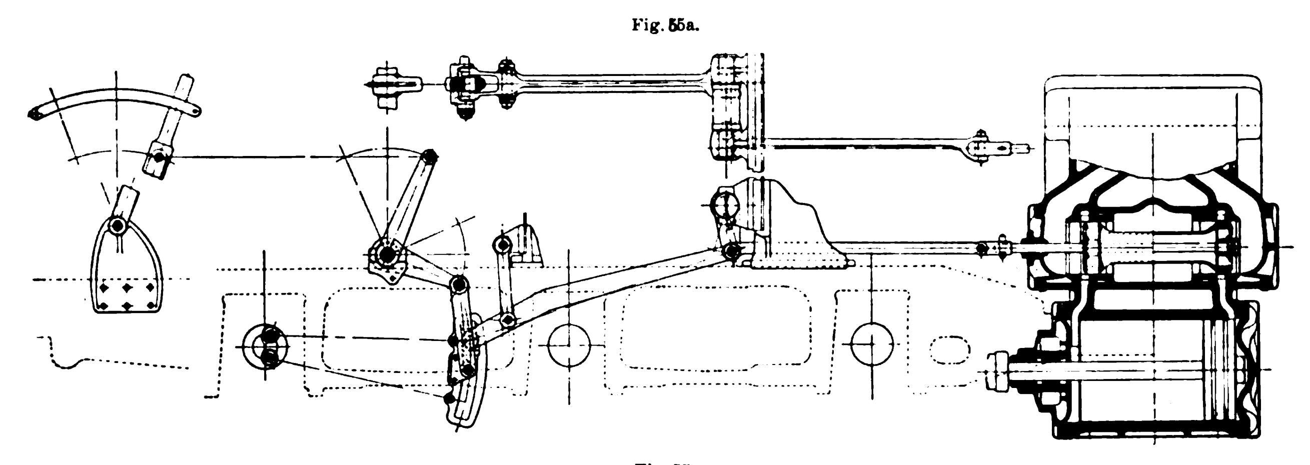


Fig. 55.
Schiebergestänge der American Locomotive Co.

(Fortsetzung folgt.)

35) s. *Buhle*, Das Eisenbahn- und Verkehrswesen, Düsseldorf, Z. d. V. d. I. 1902, S. 1215, Fig. 2 und 3.

36) D. p. J, S. 258 und 259 d. Bd.

37) D. p. J. 1904, **319**, S. 659, Fig. 8 und 9.

Federkolben und Schleifkolben für Dampfmaschinen.

Auf der letzten Düsseldorfer Ausstellung befand sich, von Wenigen beachtet und nirgends besprochen, eine *Spindel* zum *Ausschleifen* von *Dampfzylindern*, welche, zwischen die Spitzen einer kräftigen Drehbank gesetzt, zum Tragen eines schnellaufenden Schleifsteines dient, während der Zylinder, der auf den Support gespannt wird, sich langsam verschiebt. Auch ein auf diese Weise innen geschliffener Zylinder, von 265 mm Weite, stand zur Besichtigung. Beides war von der Firma *Schilling* & *Krämer* in *Suhl* gefertigt.

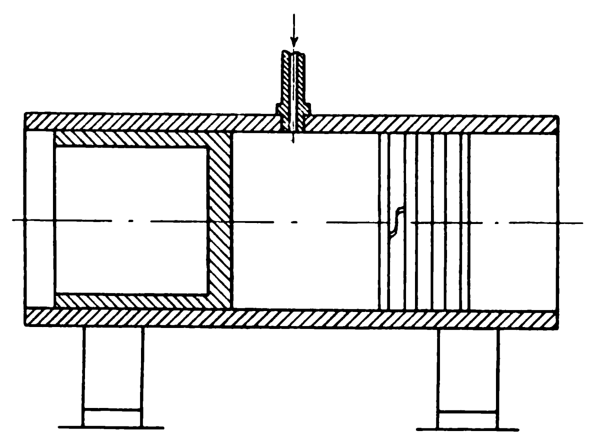
Der der Schleifspindel zugrunde liegende Gedanke ist unseres Wissens zuerst von *Reuleaux* ausgesprochen worden und findet seinen kürzesten Ausdruck in dem Wort: Reibungsloser Kolben. *Reuleaux* erinnerte — es war auf dem Polytechnikum zu Zürich Mitte der sechziger Jahre — daran, dass sich die Kolbenfedern manchmal vollständig festsetzen und nunmehr ohne Federkraft, also auch ohne Druck und daher reibungslos ihren Zweck erfüllen. Und um dem Kolben die in dem vorliegenden Fall zunächst aufgebürdete Arbeit zu ersparen, den Zylinder innen glatt auszuschleifen, wurde die betreffende Spindel konstruiert. Natürlich gehört dazu auch ein geschliffener Kolben, also ein Kolben ohne Ringe.

Einen solchen Kolben von 260 mm Länge hat nun jüngst die *Maschinenbau-Aktiengesellschaft vormals Gebr. Klein* in *Dahlbruch* gefertigt und demselben zu vergleichenden Versuchen einen sehr sorgfältig gearbeiteten Kolben mit drei Spannringen hinzugefügt. Da der Zylinder lang genug ist, um beide Kolben gleichzeitig aufnehmen zu können (s. Fig. 1), so war die beste Gelegenheit geboten, einen vergleichenden Versuch anzustellen, der in den *Kgl. Lehrwerkstätten* zu *Siegen* stattfand. Zunächst wurden die Dichtungsverhältnisse einigermassen festgestellt. Es zeigte sich, dass beide Kolben im gewöhnlichen Sinne luftdicht waren. Wurde der Spannkolben — wie wir der Kürze halber den mit den Spannringen versehenen Kolben nennen wollen — bewegt, so bewegte sich der Schleifkolben mit, entweder durch Luftverdünnung oder durch

Luftverdichtung, und von einem Durchgang der Luft konnte nichts bemerkt werden.

Sehr unterschiedlich aber zeigten sich die Reibungsverhältnisse. Mit Hilfe einer Federwage wurde durch wiederholte Beobachtung bei sorgfältig gereinigten und nicht geölten Flächen für den Spannkolben eine Reibung von 30 kg und für den Schleifkolben eine solche von $7^1/_2$ kg festgestellt. Das würde bei einem Hub von 0,5 m und 180 Umdrehungen der Maschinenwelle 1,2 Pferdestärken — für eine 10pferdige Maschine — also 12 v. H. betragen. Der Schleifkolben dagegen beanspruchte zum Verschieben 7,5 kg, also nur $^1/_4$.

Die beiden Kolben wurden nunmehr festgehalten und, von der Mitte aus, dem Dampfdruck ausgesetzt. Beim



Anwärmen mit $2^1/_2$ Atm. gab der Schleifkolben wesentlich mehr Wasser ab, als der Spannkolben, nämlich 1,3 l in fünf Minuten gegen 0,5 l. Dieses Verhältnis kehrte sich aber um, nachdem das Anwärmen sich vollzogen hatte, wohl aus dem Grunde, weil der Schleifkolben durch die Ausdehnung relativ grösser geworden war, als der Zylinder.

Bei 8 Atm. liess der Spannkolben 2,1 l in fünf Minuten durch, während der Schleifkolben nur 1,4 l abgab. Nach dem Anwärmen liessen beide Kolben an einer Stelle einen leichten Dampfstrahl durch, sonst eben nur Wasen, jedoch machte hier der Spannkolben einen besseren Eindruck.

Nimmt man den Spalt beim Schleifkolben auf $^1/_{100}$ mm an, so berechnet sich der Spaltquerschnitt bei 80 cm Umfang zu 8 qmm. Und legt man dann die oben angegebene Menge von 1,4 l in fünf Minuten durchgelassenen Wassers zugrunde, so erhält man eine Durchgangsgeschwindigkeit von 575 mm.

Bei 180 Umdrehungen in der Minute kommen sechs Hube auf eine Sekunde. Mithin ist für den Spaltdurchgang nur $^1/_6$ Sekunde Zeit vorhanden, also ein Weg von 96 mm. Da der Kolben 260 mm lang ist, so hat das Wasser unter den angegebenen Verhältnissen keine Zeit, während des Hubwechsels durchzudringen. — Diese Berechnung gilt für Wasser und den weiten Spalt beim Anwärmen. Während des Betriebes jedoch haben wir es mit dem engeren Spalt zu tun, und bei Ueberhitzung mit Dampf. Bei Verwendung gesättigten Wasserdampfes ist nur mit Kondenswasser zu rechnen, da die mittlere Kolbentemperatur niedriger ist als die Temperatur des frischen Dampfes. Ferner lehrt die Beobachtung des Versuchsgegenstandes, dass das Wasser in relativ reichlicherer Menge durchzudringen vermag, als der Dampf.

Selbst unter den ungünstigsten Umständen, also beim Spielraum in nicht angewärmtem Zustande — ein Fall, der in der Praxis nie eintreten kann — ist die Geschwindigkeit des durchgetriebenen Kondenswassers ein nur geringer Bruchteil der Kolbengeschwindigkeit, so dass von einem praktisch merkbaren Verlust durch Kolbenundichtheit wohl keine Rede sein kann. Dagegen geht der Schleifkolben ganz wesentlich leichter als der Spannkolben und muss daher auch eine ganz wesentlich geringere Abnutzung zeigen.

Diese Abnutzung wird voraussichtlich mindestens für aufrecht stehende Maschinen verschwindend sein, denn der Kolben ist im Sinne *Reuleaux*s reibungslos, hat aber vor dem alten reibungslosen Kolben den grossen Vorzug, dass der Zylinder schön gleichmässig ausgeschliffen ist, während diese Arbeit von dem Kolben selbst bekanntlich stets recht ungleichmässig besorgt wird.

Aber auch bei wagerechter Lage dürfte sich die Abnutzung auf ein ausserordentlich geringes Mass stellen. Wie aus den oben angegebenen Massen zu ersehen, hat der Schleifkolben eine grosse Länge und infolgedessen eine sehr grosse Auflagefläche. Die Erfahrung aber zeigt, dass in der Praxis bei grossen Auflageflächen eine Abnutzung überhaupt nicht beobachtet wird, namentlich, wenn die Flächen geschmiert sind. *Radinger* spricht in solchen Fällen von einer Oelatmosphäre, in welche die Reibungsfläche gehüllt ist. Es arbeitet nicht Metall auf Metall, sondern Metall auf der Flüssigkeit. Da der Kolben nun abwechselnd mit Dampf von höherer und niederer Temperatur in Berührung ist und sich solcher auch in den Spalt drängt, so wird dieser sicher stets mit Kondenswasser erfüllt sein, was für den vorliegenden Zweck sich als recht dienlich erweisen wird.

Hiernach dürfte der Schleifkolben mindestens für mittlere und kleinere Kolbenmaschinen und wahrscheinlich auch für Lokomotiven warm empfohlen werden können, namentlich da nach den obigen Zahlen eine Verlängerung des Kolbens für viele Fälle nicht einmal notwendig zu sein scheint.

Haedicke, Siegen.

Der Wärmedurchgangskoeffizient für Gasmotoren nach Diagrammen von Prof. Dr. Slaby.

Von **Kurt Bräuer**, Ingenieur, Mittweida.

(Schluss von S. 308 d. Bd.)

Bei der Bestimmung der mittleren Kühlflächen entsteht die Frage, wie die Kolbenoberfläche zu bewerten ist. Sie mit den wassergekühlten Wandungen gleichwertig zu setzen, ist zweifellos ebenso unrichtig, als sie ganz zu vernachlässigen.

In der nachfolgenden Rechnung ist die Kolbenoberfläche nur mit $^1/_3$ in Rechnung gesetzt, wobei der mögliche Fehler etwa 2 v. H. sein kann, wenn man annimmt, dass höchstens $^1/_2$ der Fläche und mindestens $^1/_5$ derselben in Rechnung zu setzen ist.

Auf die Brauchbarkeit der gewonnenen Ergebnisse wird diese — allerdings etwas willkürliche — Annahme insofern nur einen untergeordneten Einfluss haben, als sie eben nur mit der gemachten Voraussetzung anzuwenden sind und das Verhältnis der gekühlten zur Kolbenfläche wenig veränderlich ist (s. Tab. 6).

Tabelle 6.

Intervall	2—3	3—4	4—5	5—6	6—7	7—8	8—9
Mittlere Kühlfläche in qm	0,124	0,142	0,161	0,179	0,197	0,215	0,234

Mit den in den Tabellen angegebenen Werten ist K nach Gleichung 9) berechnet worden. Die Ergebnisse sind in Tab. 7 nach den Versuchen geordnet zusammengestellt und in Fig. 11 aufgetragen worden.

Tabelle 7.

Intervall	2—3	3—4	4—5	5—6	6—7	7—8	8—9
Versuch-No. 283	161	122	123	84	75	61	47
298	203	133	105	96	84	65	52
290	179	175	136	110	70	78	58
285	206	151	92	109	93	97	57
305	212	140	87	94	93	87	50

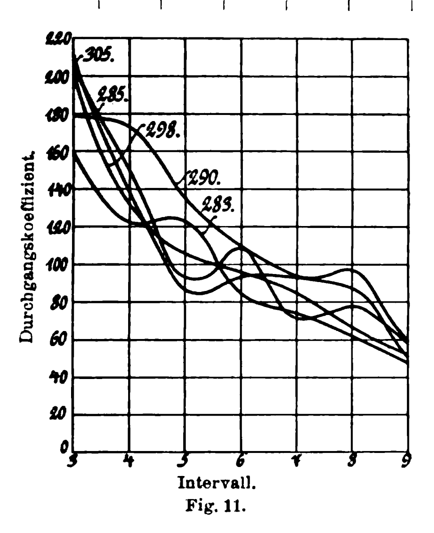


Fig. 11.

Die berechneten Werte von K sind in Fig. 12 als Funktionen der Temperaturdifferenzen aufgetragen. Es ist unverkennbar, dass der Wärmedurchgangskoeffizient abhängig von der Temperaturdifferenz ist. Die zusammengehörigen Werte von K und t sind in Tab. 8 zusammengestellt und aus ihnen die Mittelwerte gezogen. Diese sind in Fig. 12 eingetragen worden. Die Kurve der Mittelwerte zeigt nach einem regelmässigen Verlauf im Intervall 8—9 plötzlich einen stärkeren Abfall. Da dieser sich gleichmässig bei allen Versuchen wiederholt, so dürfte der Grund für den wesentlich verminderten Wärmedurchgang in einer konstruktiven Eigentümlickeit der Versuchsmaschine zu suchen sein, etwa in ungenügender Zirkulation des Kühlwassers.

Tabelle 8.

Intervall	2—3		3—4		4—5		5—6		6—7		7—8		8—9	
Versuch-No.	t	K	t	K	t	K	t	K	t	K	t	K	t	K
283	1343	161	1250	122	1169	123	1096	84	1032	75	972	61	916	47
298	1355	203	1257	133	1181	105	1113	96	1048	84	988	65	931	52
290	1435	179	1341	175	1258	136	1184	110	1121	70	1063	78	1004	58
285	1462	206	1366	151	1292	92	1226	109	1161	93	1096	97	1036	57
305	1389	212	1296	140	1227	87	1167	94	1107	93	1047	87	993	50
Mittelwerte	1397	192	1302	144	1225	109	1157	99	1094	83	1038	78	976	53

Um die hiermit geschaffene Unsicherheit in der Beurteilung des Durchgangskoeffizienten zu beseitigen, soll noch der mittlere Wert desselben für die Kompression bestimmt werden.

Es sei:

p_o die Ansaugspannung in kg/qm,

m_c der Exponent der Kompression,

$v = v_H + v_c$ das Gesamtvolumen,

p_c die Kompressionsendspannung,

p_{mc} die mittlere Kompressionsspannung,

T_{mc} die mittlere absolute Kompressionstemperatur,

L_c die Kompressionsarbeit in mkg.

dann ist:

$$L_c = \int p\, d_v = \frac{10\,000 \,.\, p_o \,.\, v}{m_c - 1}\left\{\left(\frac{v}{v_c}\right)^{m_c - 1} - 1\right\}$$

$$L_c = 142{,}72\, p_o \quad \ldots \ldots \ldots \quad 12)$$

mit $m_c = 1{,}289$, $v_c = 4{,}82$, $v = 12{,}73$.

Anmerkung: Die Kompression der Ladung findet in der Versuchsmaschine polytropisch mit dem konstanten Exponenten $m_c = 1{,}289$ statt.

Der mittlere Kompressionsdruck ist dann

$$p_{m_c} = \frac{L_c}{v} = \frac{142{,}72 \,.\, p_o}{v} \quad \ldots \quad 13)$$

Die diesem Druck zugeordnete mittlere Temperatur ergibt sich aus der Beziehung

$$\frac{T_{cm}}{T_o} = \left(\frac{p_{cm}}{p_o}\right)^{\frac{m_c - 1}{m_c}} \quad \text{zu}$$

$$T_{cm} = T_o\left(\frac{p_{cm}}{p_o}\right)^{\frac{m_c - 1}{m_c}} \quad \ldots \ldots \quad 14)$$

wobei T_o die absolute Anfangstemperatur für die Kompression ist.

Die mit diesen Gleichungen berechneten Werte sind in Tab. 9 zusammengestellt.

Die Ermittlung der während der Kompression an die Wandung übergehenden Wärme setzt die Kenntnis der spezifischen Wärme der Ladung und des Gesetzes ihrer Veränderlichkeit voraus. Das letztere ist für die Kohlenwasserstoffe nicht der Fall.

Wegen des grossen Uebergewichtes der einfachen Gase in der Ladung wird man sicher nur einen sehr kleinen Fehler begehen, wenn man die gleiche Veränderlichkeit wie bei den Rückständen annimmt.

Tabelle 9.

Versuch-No.	T_o	p_o	L_o m kg	L_o WE	p_{mc}	T_{mc}
283	385	0,996	142,15	0,335	1,797	439
298	387	0,974	139,00	0,328	1,757	442
290	394	0,946	135,00	0,318	1,707	450
285	406	0,926	132,16	0,312	1,671	463
305	411	0,900	128,45	0,303	1,624	469

Die spezifische Wärme der frischen Ladung ergibt sich dann durch folgende Ueberlegung.

Die älteren Angaben über die konstanten spezifischen Wärmen der Gase stimmen für geringe Temperaturen mit den Ergebnissen der neueren Forschungen sehr gut überein.

Für 0 ° C ergibt sich mit den Angaben von *Landolt* und *Börnstein* die spezifische Wärme des Gases für konstantes Volumen aus Tab. 10

Tabelle 10.

	Gasmenge	Gewicht G in kg	c_p	$G \cdot c_p$
$C_n H_{2n}$	0,040	0,069	0,400	0,0271
$C H_4$	0,296	0,212	0,593	0,1257
H	0,506	0,045	3,409	0,1534
$C O$	0,099	0,124	0,243	0,0301
$C O_2$	0,022	0,043	0,217	0,0093
O	0,002	0,003	0,217	0,0006
N	0,035	0,044	0,244	0,0107
Σ	1,000	0,540	—	0,3569

$$c_p^g = \frac{0,3569}{0,540} = 0,661.$$

Die wahre Molekülarwärme für konstanten Druck bei 0 ° C ist für Luft:

$$C_0 = 6,8.$$

$$c_p^{1+g} - c_v^{1+g} = \frac{31,85}{424}, \text{ so ist}$$

$$c_v^{1+g} = 0,264 - \frac{31,85}{424} = 0,189,$$

für die Rückstände ist bei 0 ° C:

$$c_v^r = 0,1586 + 2 \cdot 273 \cdot 0,0000352 = 0,178,$$

$$c_p^r = 0,2277 + 2 \cdot 273 \cdot 0,0000352 = 0,247.$$

Also sind die wahren spezifischen Wärmen der Ladung bei 0 °

$$c_p^{1+g+r} = \frac{2,64 \cdot 0,247 + 6,77 \cdot 0,264}{9,41} = 0,260,$$

$$c_v^{1+g+r} = \frac{2,64 \cdot 0,178 + 6,77 \cdot 0,189}{9,41} = 0,186$$

und der Exponent

$$m_c = \frac{260}{186} = 1,398.$$

Bei $T = 0$ °, $t = -273$ ° C ist:

$$c_v^{1+g+r} = 0,186 - 2 \cdot 273 \cdot 0,0000352 = 0,167$$

und damit ist die mittlere spezifische Wärme für die Grenztemperaturen der Kompression

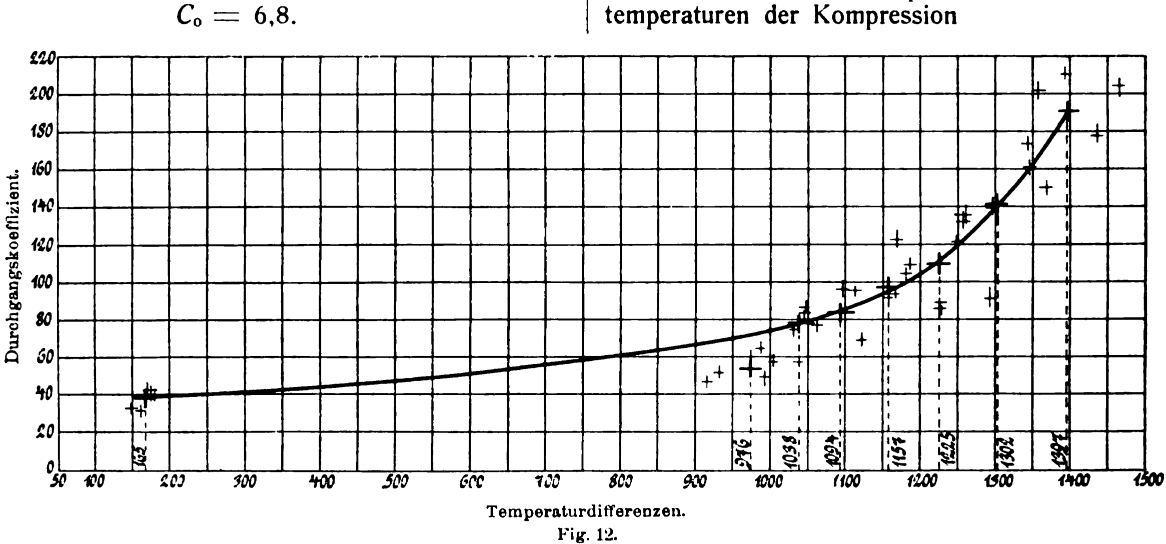


Fig. 12.

$$c_{v\,T_0 - T_c} = 0,167 + 0,0000352\,(T_0 + T_c)$$

Die berechneten Werte sind in Tab. 11 zusammengestellt.

Tabelle 11.

Versuch-No.	283	298	290	285	305
$c_{v\,T_0 \div T_c}^{\,l+g+r}$	0,199	0,199	0,199	0,200	0,201

Das scheinbare Molekülargewicht:

$$\mu = 28,94,$$

demnach ist

$$c_0 = \frac{6,8}{28,94} = 0,235.$$

Für eine mittlere Umdrehungszahl von $u = 150$ ist das Ladungsgewicht f. d. Hub:

$$G_r = 2,64 \text{ gr}$$
$$G_{1+g} = 6,77 \text{ „}$$
$$G = 9,41 \text{ „}$$

Bei einem Mischungsverhältnis $\alpha = 6,2$ ist das Verhältnis:

$$\frac{\text{Luftgewicht}}{\text{Gasgewicht}} = 14,86,$$

wobei $\delta_g = 0,54$ und $\delta_l = 1,294$ die entsprechenden spezifischen Gewichte sind.

Somit ist:

$$c_p^{1+g} = \frac{14,86 \cdot 0,235 + 1 \cdot 0,661}{15,86} = 0,264$$

die wahre spezifische Wärme der Mischung bei 0 ° C.

Die Gaskonstante ist:

$$R = 31,85 \text{ und da}$$

Ist

$$U = G\, c_{v\,T_0 \div T_c}^{1+g+r}\,(T_c - T_0) \quad . \quad . \quad . \quad 15)$$

die Zunahme der inneren Energie während der Kompression, so ist, wenn L_c die Kompressionsarbeit in *WE* ist, die an die Wandung abgegebene Wärme

$$Q_w = L_c - U \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 16)$$

Aus Q_w wird wieder die stündlich abgegebene Wärmemenge Q berechnet und mit einer mittleren Kühlfläche von

$$F = 0,17 \text{ qm}$$

und einer Temperaturdifferenz t ergibt sich in bekannter Weise der mittlere Durchgangskoeffizient.

Die berechneten Werte sind in Tab. 12 zusammengestellt.

Tabelle 12.

	G	U	L_c	Q_w	$\tau \cdot 10^{-7}$	Q	t	K
283	10,51	0,264	0,335	0,071	828	857	150	33,4
298	10,16	0,263	0,328	0,065	749	868	160	31,7
290	9,62	0,245	0,318	0,073	582	1237	168	43,3
285	9,23	0,244	0,312	0,068	530	1283	173	43,4
305	8,86	0,242	0,303	0,061	479	1252	176	41,6
						Mittelwerte	165	38,6

Dieser berechnete Wert von K ist in Fig. 12 mit den für die Expansion berechneten zusammen aufgetragen. Mit Ausnahme des schon früher bemerkten Wertes

$$K = 53 \text{ für } t = 976^0 \text{ C}$$

liegen alle Punkte auf einer stetig gekrümmten mit t ansteigenden Kurve, die für die betrachteten Temperaturgrenzen das Gesetz befolgt:

$$K = \frac{8573}{(1559{,}5 - t)} \cdot \frac{1}{1{,}34} \quad . \quad . \quad . \quad 17)$$

Die mit dieser Gleichung berechneten Werte sind in Fig. 12 mit eingetragen. Die Abweichungen von den berechneten Mittelwerten sind nicht bedeutend.

Die Ergebnisse gelten zunächst nur für die Versuchsmaschine und für die Verhältnisse, unter welchen die Versuche stattgefunden haben. Die Zulässigkeit einer Verallgemeinerung ist sehr zweifelhaft. Wenn auch das Gesetz der Veränderlichkeit wahrscheinlich wesentlich nur eine Funktion der Temperaturdifferenz sein wird, so werden doch die numerischen Grössen der Koeffizienten sich bei veränderten äusseren Verhältnissen auch als veränderlich herausstellen.

So ist es z. B. höchst wahrscheinlich, dass die Stärke der den Zylinderwandungen anhaftenden Oelschicht, ferner der Zustand des Wassers — ob siedend oder nichtsiedend —, die Form der Abkühlungsflächen von wesentlichem Einfluss auf den Wärmedurchgang sein werden.

Da die Kenntnis der zu erwartenden Wärmeverluste für den Entwurf einer Verbrennungskraftmaschine von grösster Bedeutung ist, so wäre es für die ausführende Praxis als grosser Gewinn anzusehen, wenn zur Ergründung der massgebenden Faktoren des Wärmedurchgangs weitere, eingehende Untersuchungen angestellt würden.

Der heutige Stand der Motorfahrräder.

(Fortsetzung von S. 316 d. Bd.)

Während bei den vorbesprochenen Motoren die Ventile aus den dort angeführten Gründen *übereinander* angeordnet sind, liegen dieselben bei dem 3 PS_e-Motor der *Wanderer-Fahrradwerke vorm. Winklhofer & Jänicke* in Schönau bei Chemnitz nebeneinander, und sind, wie Fig. 43 zeigt, durch Abnehmen der Verschlusschrauben *71* und *72* leichter zugänglich als erstere. Das Ansaugventil ist ebenso wie das Auspuffventil gesteuert. Mit Beginn der

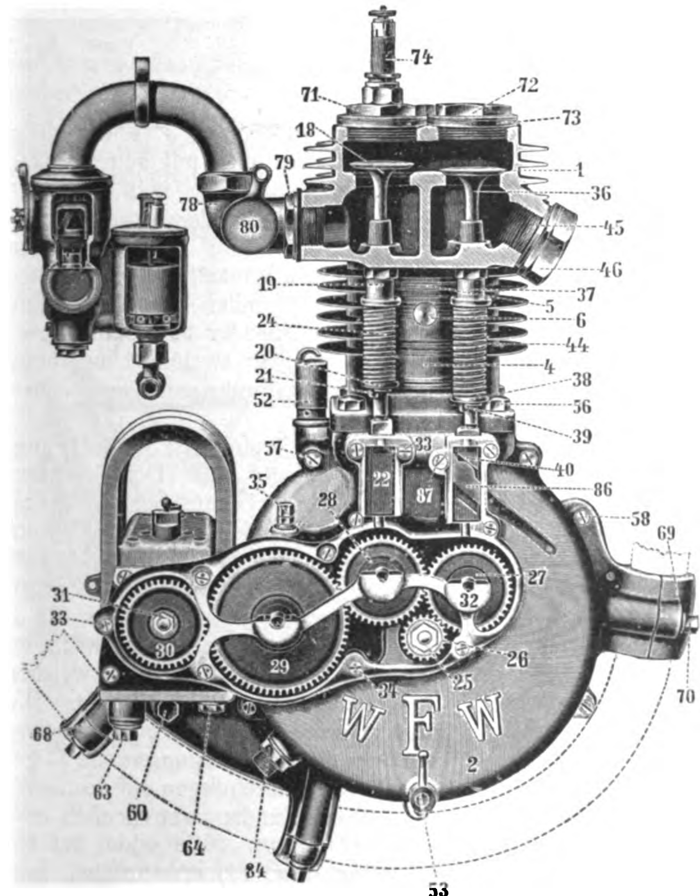


Fig. 43. Motor der Wanderer Fahrradwerke vormals Winklhofer & Jänicke.

Ansaugperiode drückt der Nocken des Ansaugventilsteuerrades *28*, welches seine Drehbewegung von der Motorwelle aus durch die Zahnräder *26* und *27* erhält, den Gleitschuh *22* und damit das Ansaugventil *18* in die Höhe und hält es so lange offen, bis der Kolben seinen tiefsten Stand erreicht hat. In diesem Augenblick gleitet der Hebenocken unter den Gleitschuh *22* hinweg, und das Ansaugventil wird durch den Druck der Feder *24* schnell geschlossen. Der Kolben geht jetzt aufwärts, komprimiert das angesaugte Gemisch, das im gegebenen Augenblick explodiert, wobei der Kolben zum zweitenmale abwärts geht. Ist er jetzt wiederum an seinem tiefsten Stand angekommen, so öffnet der Nocken des Auspuffventilsteuerrades *27* das Auspuffventil *36*. Das Heben des Gleitschuhes *40* sowie des Auspuffventils *36* erfolgt in gleicher Weise, wie beim Ansaugventil erwähnt.

Beide Ventile werden in Hülsen *19* und *37* geführt, welche in die Ansaug- und Auspuffkammer eingeschraubt sind. Durch je eine Spiralfeder *24* und *44* werden die Ventile auf ihren Sitz gedrückt. Die Führungshülsen tragen an ihrer unteren Seite einen tellerförmigen Ansatz, welcher die oberen Enden der Federn aufnimmt, während deren untere Enden auf den über die Ventile geschobenen Scheiben *20* und *38* mit Ansätzen auf beiden Seiten ruhen. Unter diesen Scheiben haben die Ventile einen Schlitz, in welchem die Splinte *21* und *39* eingeschoben sind und den Gegendruck der Federn begrenzen.

Die quadratischen Gleitschuhe *22* und *40* von grossem Querschnitt haben in langen Kastenlagen sichere Führung, und sind an ihren unteren Enden mit Rollen versehen, unter welchen die Nocken der Steuerräder hinweglaufen.

Wie schon angedeutet, erhalten die Ventilsteuerräder ihre genau begrenzte Umdrehungsgeschwindigkeit von der Motorachse aus. Rechts auf letzterer ist das Zahnrädchen *26* durch Keil und Mutter *25* befestigt. Dasselbe greift in das Steuerzahnrad *27* von doppeltem Durchmesser und gibt diesem durch *zwei* eigene Umdrehungen *eine* Umdrehung. Das Steuerrad *27* greift anderseits in das Steuerrad *28* von gleicher Grösse, wodurch dieses die gleiche Drehgeschwindigkeit als ersteres erhält, so dass die an diesen Zahnrädern befindlichen Nocken ihre Ventile je nach zwei Umdrehungen der Schwungräder resp. je nach vier Bewegungen des

Kolbens einmal heben. Der Nocken des Ansaugventilsteuerrades ist gegen den des Auspuffventilsteuerrades um $^3/_4$ versetzt, woraus sich ergibt, dass ersterer während der ersten, letzterer während der vierten Bewegung des Kolbens seine Hebetätigkeit ausübt. Im Eingriff mit dem Zahnrad *28* steht das Zwischenzahnrad *29*, welches im weiteren die Drehbewegung auf das Ankerzahnrad *30* des Zündapparates überträgt und diesem nach je zwei Umdrehungen der Motorachse ebenfalls eine Umdrehung gibt. Das Ankerzahnrad ist auf dem konischen Zapfen seiner Achse mittels Keil und Mutter *31* befestigt, während die Zahnräder *27*, *28* und *29* auf gehärtete Stahlachsen gepresst sind, welche einerseits im Motorgehäuse, anderseits in ihrem Verschlussdeckel *32* in Bronzebüchsen laufen. Um den beim Niedergehen des Kolbens entstehenden Gegendruck auszugleichen, ist hinter dem Zylinder auf dem Motorgehäuse der Druckausgleicher *52* vorgesehen. Ein ähnliches kleines Ventil *35* befindet sich auf dem Gehäuse für die Zahnräder *26—30*.

Fig. 44. Fig. 45.
Motor der Adler-Fahrrad-Werke vorm. H. Kleyer.

Der magnet-elektrische Zündapparat ist hinten am Motor mittels vier Schrauben *63* und *64* befestigt. Der Antrieb des Ankers und der Unterbrechervorrichtung erfolgt, wie oben erwähnt, durch das Zwischenrad *29* im Anschluss an die Ventilsteuerräder und das Zahnrad auf der Motorwelle. Die gesamte Räderübertragung ist durch den Kasten *32* staub- und öldicht verschlossen. Zur Befestigung desselben dienen die Schrauben *33* und *34*.

Die Veränderung des Zündzeitpunktes erfolgt durch einen innen am linken Lenkstangengriff angeordneten Hebel (Fig. 13), mittels dem die Unterbrecherführung am Zündapparat um etwa 30° drehbar verstellt werden kann.

Zum Aufheben der Kompression beim Anfahren dient der Hebel *86*, Letzterer ist links neben dem Gleitschuhkasten in der Ansatzschraube *87* drehbar gelagert und hat in einer schrägen Einfräsung des Gleitschuhes seine Führung.

Die Schmierung des Motors ist schon bei Fig. 33 gezeigt.

Bei dem $2^1/_2$ PS-Motor der *Adler-Fahrradwerke vorm. H. Kleyer* in Frankfurt a. M. ist die Ventilsteuerung eine abweichende. Während diese bei ersteren Motoren durch mit Nocken versehene Rädchen erfolgt, geschieht sie hier mittels Daumenwelle *c* (Fig. 44 und 45), wobei der Daumen *e* das Ansaugventil *a*, der Daumen *d* dagegen das Auspuffventil *b* betätigt. Da sich die Steuerwelle *c*, ebenso wie bei den vorbesprochenen Motoren das Steuerrädchen, nur halb so schnell als die Motorwelle *i* (Fig. 44), von welcher sie angetrieben wird, drehen darf, ist ein Zahnradvorgelege *f*, *g*, *h* vorgesehen. Den Kontaktapparat (Unterbrecher) betätigt ebenfalls die Steuerwelle *c* und zwar durch einen an ihrem äusseren linken Ende angebrachten Nocken *m* (Fig. 45 und 46), auf dem mit einer Nase der eine Schenkel des Kontaktwinkelhebels *r* schleift, während der andere Schenkel die untere Kontaktschraube *n* trägt. Dieser genau gegenüber steht die zweite Schraube *o*, die wie die erste mit Platin armiert ist; Kontaktschraube *o* ist gegen die untere *n* durch Platte *p* isoliert. Wird jetzt die Stromquelle derartig mit dem Kontaktapparat verbunden, dass der eine Pol

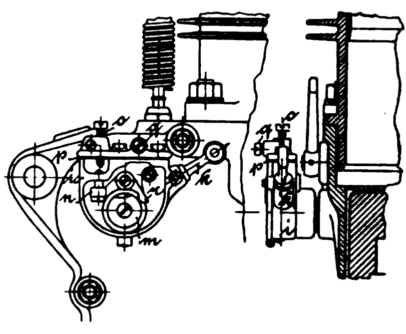


Fig. 46. Fig. 47.
Kontaktgehäuse zum Adler-Motor.

mit der Klemmschraube *q* (s. auch Fig. 47), der andere aber mit dem Winkelhebel *r*, in Verbindung steht, so wird jedesmal der Strom dann geschlossen, wenn die Ausfräsung in der Nockenscheibe *m* dem Winkelhebel *r* gestattet, so weit herunterzufallen, dass die Schrauben *n* und *o* einander berühren. Dieses geschieht, wie erwähnt, nach jeder zweiten Umdrehung der Schwungradachse, wobei der Funke am Zünder überspringt.

Zur Regulierung der Gemischzufuhr ist in der Saugleitung eine Drosselklappe angebracht. Der Vergaser bietet nichts Neues, es ist der bekannte Spritzvergaser.

Fig. 48 stellt das neueste Modell des *Zedel*-Motors dar, den u. a. auch die *Corona-Fahrradwerke und Metallindustrie A.-G.* in Brandenburg a. H., wie Fig. 11 zeigt, einbauen. Die Anordnung und der Antrieb des Zündapparates sind hier ganz neu. Letzterer erfolgt durch ein auf der Schwungradachse *J* sitzendes Kegelrad, welches das auf der Achse *M* sitzende Kegelrad *L* antreibt. Die Achse *M* ist an ihrem oberen Ende mit einem flachen Einschnitt versehen, in dem die Uebertragungswelle *D* gelenkig eingepasst ist und ihre Umdrehungen auf den senkrecht über dem Motor sitzenden Zündapparat ebenfalls mittels Kammräder überträgt (Fig. 49). Wie schon bei der Besprechung des Fahrzeuges (Fig. 11) erwähnt ist, ragt der Magnetapparat in eine Aussparung des Benzinbehälters hinein. Zum Oeffnen der Ventile sitzen auf der oberen Seite des Kegelrades *L* zwei Nocken *K*, welche unter Vermittlung der Stahlrollen *N* und der Führungsstifte *P* und

O, die ihrerseits in Stahlbüchsen geführt werden, die Ventile *F* und *G* anheben. Hierbei wird das Auspuffventil *G*

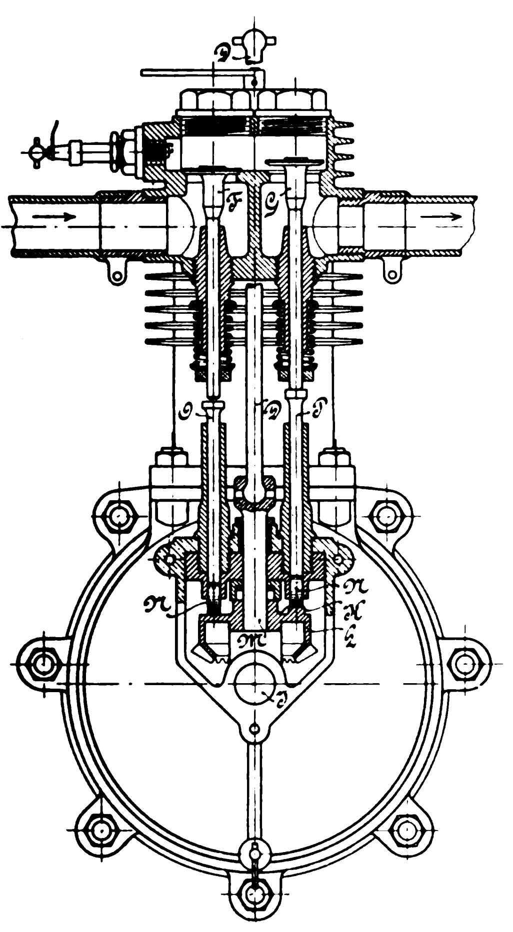


Fig. 48. Zedel-Motor zum Motorzweirad Fig. 11, S. 264.

um 5 mm, das Ansaugventil *F*, da Stift *O* entsprechend kürzer als Stift *P* ist, um $2^1/_2$—3 mm geöffnet.

Die Figur zeigt den Nocken *K* in der Stellung, wo er mittels Rolle *N* und Stange *P* das Auspuffventil *G* öffnet. Die Rolle *N*

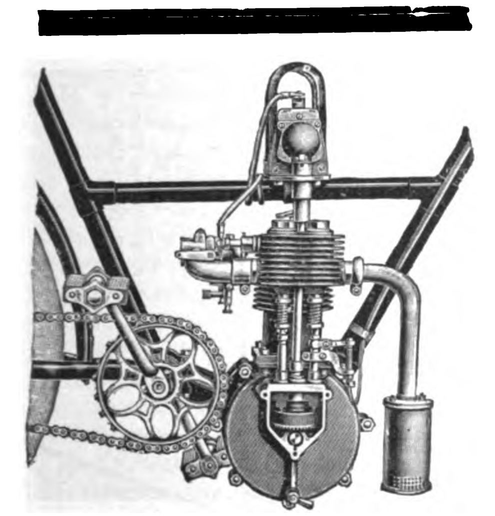


Fig. 49. Anordnung des magnet-elektrischen Zündapparates am Zedel-Motor.

des Ansaugventils *F* ist dabei von ihren Nocken abgeglitten, und das Ventil durch Federdruck auf seinen Sitz gepresst. Dieses Ventil öffnet sich vollständig beim Abwärtsgehen des Kolbens, um sich erst dann wieder zu schliessen, wenn der Kolben in seiner untersten Stellung angelangt ist, wobei der Kolben, wie bei allen Motoren mit gesteuertem Ansaugeventil, auf seinen ganzen Weg Gemisch ansaugt, was beim atmosphärischen Ansaugeventil nicht der Fall ist.

Der Vergaser (Patent *Zedel*) besteht aus dem Schwimmergehäuse *a* (Fig. 50), in welches durch Rohr *b* das vom Siebe *c* gereinigte Benzin einfliesst. Dasselbe tritt von da in bekannter Weise durch die Oeffnung *e* in das Spritzrohr *f*, welches in den eigentlichen Vergasungsraum mündet. Der Schwimmer *g* wird auch

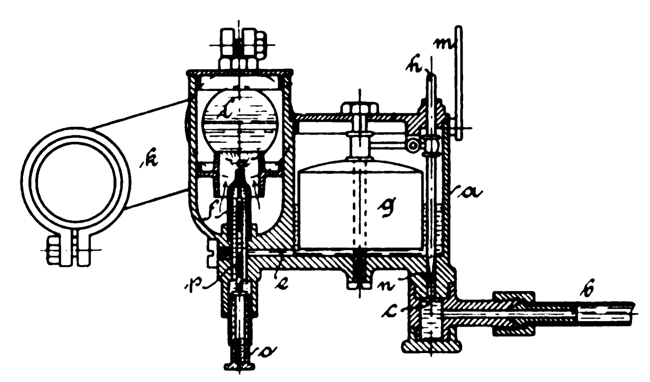


Fig. 50. Zedel-Vergaser.

hier von dem einströmenden Benzin so weit gehoben, dass er mittels Stiftes *h* die Oeffnung *n* schliesst, sobald genügend Benzin zugeflossen ist. Zur richtigen Mischung des Gases befinden sich am Vergaser kleine Luftlöcher, die mittels Federband mehr oder weniger geöffnet werden können. Das Verbindungsrohr *k* zwischen Vergaser und Motor ist mit der Drosselklappe *l* versehen, die durch Hebel *m* betätigt wird. Für etwaige Verstopfungen des Spritzrohres ist hier ein mit Nadel *p* versehener Ventilstift *o* angebracht, der, sobald auf ihn gedrückt wird, die Oeffnung des Spritzrohres reinigt.

Um zu vermeiden, dass überhaupt Unreinigkeiten in das Spritzrohr gelangen, ordnen die *Phänomen Fahrradwerke, Gustav Hiller* in Zittau zwischen Benzinbehälter

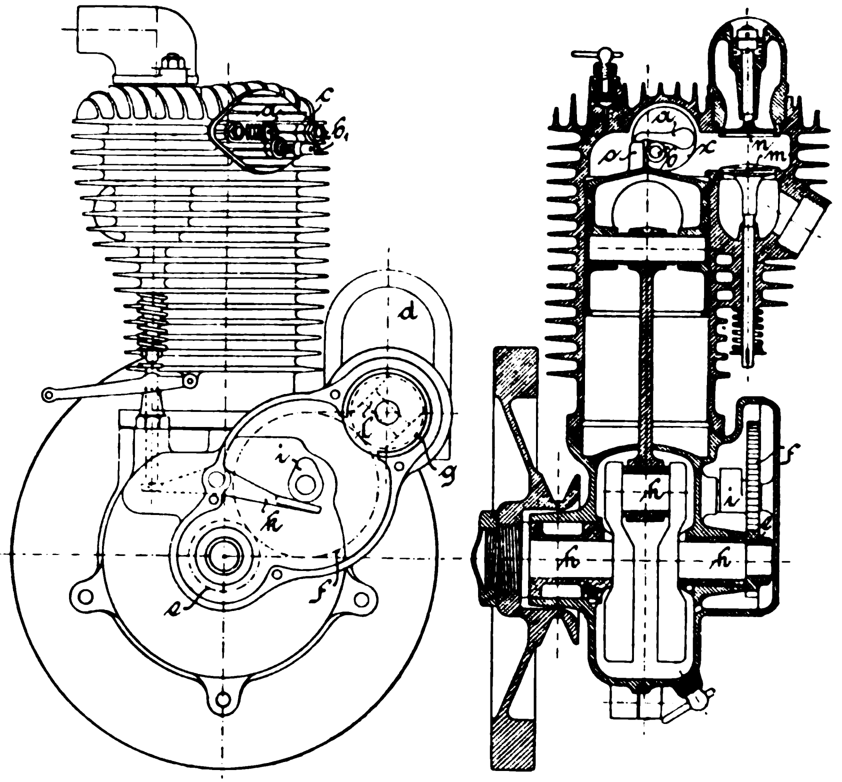


Fig. 51. Progress-Motor.

und Vergaser einen Filtrierapparat an.

Im Gegensatz zu diesen Motoren besitzt der *Progress-*

Motor (Fig. 51) magnet-elektrische Zündung *mit Abreissvorrichtung.* Letztere besteht aus dem Zündhammer *a*, dem Zündstift *b* mit Kontaktklemme b_1 und dem Zündflansch *c*. Die Funkenbildung erfolgt durch den Magnetinduktor *d*, dessen Anker *l* von der Motorwelle *h* mittels dreier Zahnrädchen *e*, *f*, *g* angetrieben wird. Das Rädchen *e* sitzt auf der Motorwelle, während das Rädchen *g* mit dem Anker des Magnetinduktors verbunden ist. Das Zwischenrad *f* trägt den Steuerungsnocken *i*, der bei jeder zweiten Umdrehung der Motorwelle mittels des Hebels *k* das Auspuffventil *m* öffnet. Das Ansaugventil arbeitet selbsttätig.

Das Abreissen des Funkens geschieht nicht mehr durch ein aussenliegendes Gestänge (D. p. J. 1903, Bd. **318**, S. 634, Fig. 53 und 54), sondern durch den Kolben selbst, der, sobald er seinen höchsten Stand erreicht hat, mit seinem Ansatz *o* den Zündhammer *a* vom Zündstift *b* abschlägt, wobei der Funke überspringt. Dieser 3 PS-Motor besitzt aussenliegendes Schwungrad, wobei das Kurbelgehäuse kleinere Abmessungen erhält, und dabei ein grösseres Schwungrad in Anwendung kommen kann. Bei den stärkeren Motoren (von $3^1/_2$ PS an) wird jedoch das Schwungrad im Gehäuse untergebracht.

Der Oberflächenvergaser ist derselbe geblieben, der schon in D. p. J. 1903, Bd. **318**, S. 622, Fig. 52, besprochen ist.

Fig. 52 zeigt den bei den Fahrzeugen (Fig. 24 und 29) zur Anwendung kommenden *Cyklon-Motor.* Wie schon bei den Fahrzeugen erwähnt, hat derselbe zwei aussenliegende Schwungräder *a* a_1, die auf der aus einem Stück geschmiedeten Kurbelwelle b_1 sitzen. Das Ansaugventil wirkt selbsttätig, während das Auspuffventil von der Kurbelwelle aus mittels den Zahnrädern *1* und *2* gesteuert wird, wobei das kleine *1* auf der Kurbelwelle, das doppelt so grosse dagegen auf der mit Nocken *3* versehenen Steuerwelle *4* sitzt.

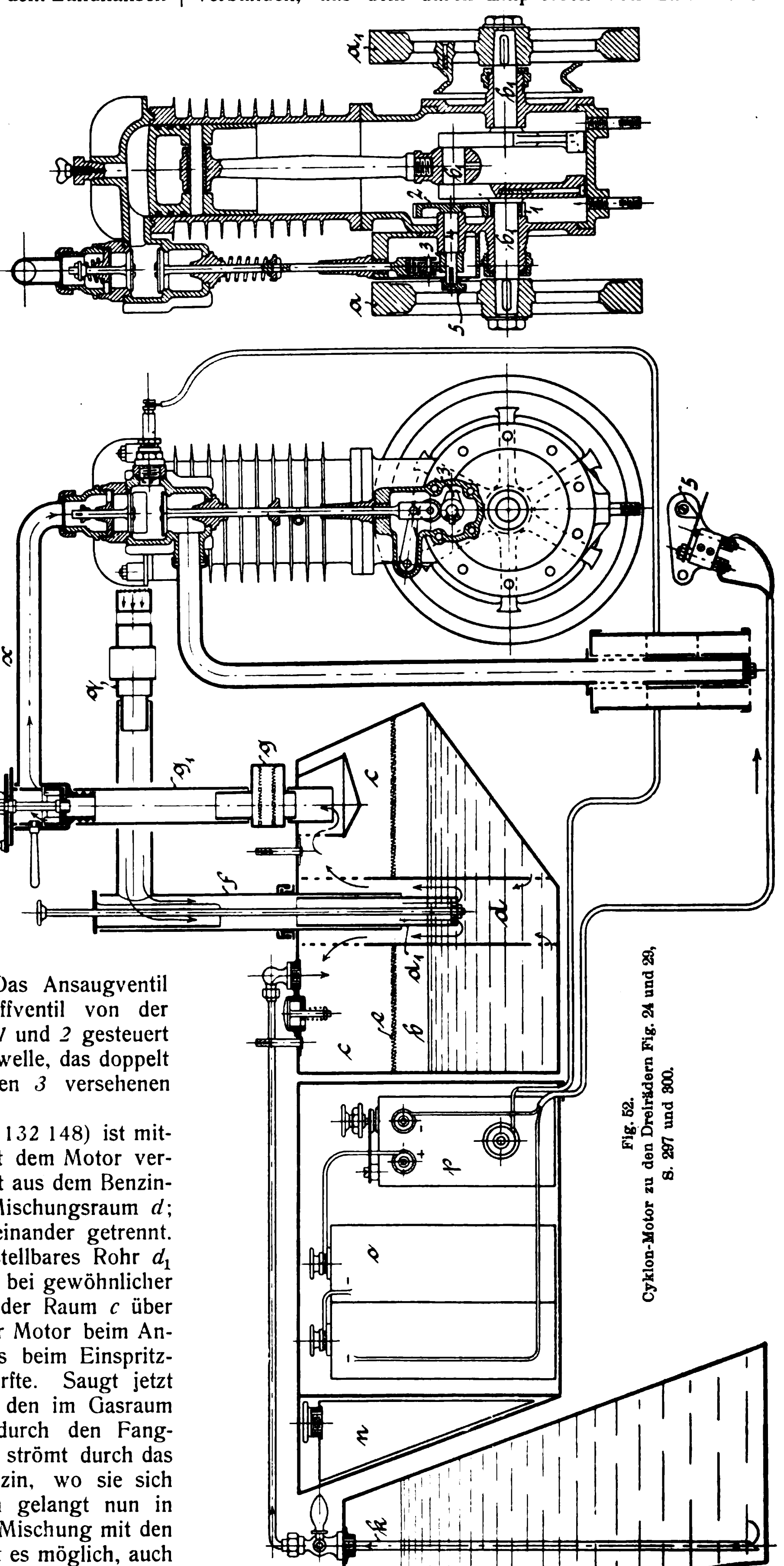


Fig. 52. Cyklon-Motor zu den Dreirädern Fig. 24 und 29, S. 297 und 300.

Der Oberflächenvergaser (D. R. P. 132 148) ist mittels Knierohr *x* und Gummischlauch mit dem Motor verbunden. Der eigentliche Vergaser besteht aus dem Benzinraum *b*, dem Gasraum *c* und dem Mischungsraum *d*; erstere sind durch die Gazewand *e* voneinander getrennt. In den Zerstäubungsraum ragt ein verstellbares Rohr d_1 hinein. Da nun bekanntlich Benzin schon bei gewöhnlicher Lufttemperatur verdunstet, so füllt sich der Raum *c* über dem Benzin mit Gasen an, wodurch der Motor beim Anlassen sofort fertiges Gemisch hat, was beim Einspritzvergaser nicht immer der Fall sein dürfte. Saugt jetzt der Motor Gemisch an, so wird durch den im Gasraum entstehenden Unterdruck warme Luft durch den Fangtrichter *q* am Motorkopf angesogen und strömt durch das Regulierungsrohr *f* und durch das Benzin, wo sie sich mit demselben sättigt. Dieses Gemisch gelangt nun in den Gasraum *c*, wo noch eine innigere Mischung mit den Benzindämpfen stattfindet. Hierdurch ist es möglich, auch spezifisch schwereres Benzin zu verwenden. Aus dem Gasraum tritt dieses Gemisch nun durch das Leitungsrohr *x* in den Motor, muss jedoch vorher die Kapsel *g* mit Gazesicherung, die Gas- und Luftmischungskammer g_1 nebst dem Drosselhahn *z* passieren. Der Vergaser ist durch das Druckrohr *k* mit dem Reservebenzinbehälter *l* verbunden, aus dem durch Einpressen von Luft mittels

der auf dem Gewindezapfen *m* aufgeschraubten Luftpumpe Benzin in den Vergaser gedrückt wird.

Der zweite Behälter enthält die Oelkanne *n*; zwei Trockenelemente *o* und den Induktor *p*. Letzterer, eine Induktionsspule mit Hammer, ist so konstruiert, dass er bei zwei Volt schon ausreichend heisse Funken gibt. Die Elemente reichen etwa für 2000 km Fahrt aus. Der Unterbrecher, dessen Nocken *5* ebenfalls auf der Steuerwelle befestigt ist, liefert einen längeren Stromschluss und daher eine Reihe von Funken an der Zündkerze, so dass Fehlzündungen ausgeschlossen sind.

(Fortsetzung folgt).

Vergleich der Bahnsysteme für Wechselstrom.

In No. 2 des „Electrical World and Engineer" vom 14. 1. 05 stellt *J. H. Hallberg* einen Vergleich verschiedener Bahnsysteme bei Betrieb mit Wechselstrom an, aus dem folgendes entnommen sein soll:

Die Verwendung von Elektrizität als treibende Kraft zum Ersatz von Dampflokomotiven bei schwerem Bahnbetrieb ist heute wohl eines der wichtigsten Probleme. In den letzten fünf Jahren ist hier schon viel geschaffen worden und das neue System und die Lokomotiven, die bei der „New York Central Railroad" verwendet sind, stellen das grösste Unternehmen dieser Art dar, obgleich die Ausführung, wie sie hier gewählt wurde, nur bei kurzen Strecken mit dichtem Verkehr und vielen Haltestellen anwendbar ist. Für Vollbahnen sind wohl auch schon grosse Entwürfe gemacht worden, doch konnte bis jetzt noch keine elektrische Lokomotive gebaut werden, die allen Anforderungen genügte.

Die elektrische Ausrüstung einer Bahnlinie besteht in der Hauptsache aus drei Teilen: 1. das Kraftwerk, 2. die Kraftverteilungsanlage, 3. die Lokomotiven. Die folgenden Eigenschaften dieser drei Teile sind wohl allgemein gebilligt.

1. Das Kraftwerk liefert hochgespannten Wechsel- oder Drehstrom. Für lange Linien ohne dichte Zugfolge ist Einphasenstrom vorzuziehen.

2. Die Kraftverteilungsanlage, bestehend aus den Speiseleitungen und den Fahrdrähten, muss einfach, betriebssicher und billig herzustellen und zu erhalten sein. Seitliche Oberleitungen sind solchen, die in der Mitte über dem Gleise angebracht sind, oder einer Stromzuführung mit dritter Schiene vorzuziehen.

3. Für die Konstruktion von elektrischen Lokomotiven sind folgende Bedingungen massgebend:

a) Sie müssen hochgespannten Wechselstrom vom Fahrdraht abnehmen und entweder diesen direkt oder niedrig gespannten Wechsel- oder Drehstrom in den Motoren verwenden;

b) sie müssen beim Bremsen Energie ins Netz zurückschicken;

c) der hochgespannte Strom soll nicht Kontrollern und Widerständen zugeführt werden, und soll nicht abgeschaltet werden;

d) das Anfahren darf nicht auf das Kraftwerk zurückwirken;

e) die Kraft muss den Motoren beim Anfahren gleichmässig anwachsend und nicht sprungweise sich steigernd zugeführt werden;

f) die Motoren müssen bis 100 v. H. überlastungsfähig sein, ohne Schaden zu nehmen, um Steigungen oder Schneeverwehungen zu überwinden;

g) die Motoren sollen womöglich ohne Kommutator und Bürsten sein;

h) die Motoren sollen ohne Vorgelege direkt auf die Achsen wirken;

i) die Motoren müssen unabhängig voneinander sein, so dass das Versagen eines oder selbst mehrerer Motore den Betrieb nicht stört;

k) die Lokomotive soll unter Umständen bei 0,5 m Wasser auf den Schienen arbeiten können, ohne dass die Motore Schaden nehmen;

l) die Lokomotive soll ein Gewicht von 100—200 t haben und 2000—4000 PS entwickeln;

m) der gesamte elektrische Wirkungsgrad von Kraftstation, Fernleitung, Fahrdraht und Lokomotive darf nicht unter 0,65 gehen.

Bis jetzt sind fünf verschiedene Systeme ausgearbeitet:

I. Hochgespannter Drehstrom wird in Unterstationen durch rotierende Umformer in niedrig gespannten Gleichstrom verwandelt und den Lokomotiven zugeführt (Fig. 1). Dies System ist bei der „New Yorker Central Bahn" zur Anwendung gekommen;

II. hochgespannter Drehstrom wird direkt den Fahrdrähten und dadurch den Lokomotiven, die mit Drehstrominduktionsmotoren ausgerüstet sind, zugeleitet (Fig. 2). Dies System ist bei den Schnellbahnversuchen erprobt worden;

III. hochgespannter Wechselstrom wird den Fahrdrähten zugeführt, und auf den Lokomotiven direkt oder unter Zwischenschaltung eines Transformators in Einphasenkommutatormotoren mit Zahnradvorgelege verwendet (Fig. 3). Dies System ist noch nicht auf grösseren Strecken versucht worden;

IV. hochgespannter Wechselstrom wird auf den Lokomotiven durch einen Motorgenerator in Gleichstrom umgewandelt und damit die Motoren angetrieben (Fig. 4). Auch dieses System ist bereits ausgeführt;

V. hochgespannter Wechselstrom wird auf der Lokomotive durch einen Motorgenerator in Drehstrom umgewandelt und als solcher Induktionsmotoren zugeführt (Fig. 5).

Im nachstehenden mögen die einzelnen Systeme an Hand der Figuren noch etwas näher besprochen werden.

Wie aus Fig. 1 zu entnehmen ist, braucht man beim System I drei Hochspannungsleitungen und zwei Niederspannungsleitungen längs der ganzen Bahnstrecke. In einem Abstand von höchstens 10 km müssen Unterstationen errichtet sein mit vollständiger Ausrüstung von Schalttafeln, Transformatoren, und für jeden Zug einen rotierenden Umformer von rund 2000 KW Leistung. Die Figur zeigt drei Abschnitte, von denen jeder durch einen solchen Umformer von 2000 KW mit Kraft versorgt wird, so dass auf jedem Abschnitt ein Zug verkehren kann. Nimmt eine Unterstation Schaden und wird aus irgend einem Grunde unfähig Kraft abzugeben, so treten auf der Bahn schwere Störungen auf, da es nicht möglich ist, den Abschnitt von weiter her mit Strom zu versorgen.

Ein solches System mag daher auf einer Anlage wie die „New Yorker Central Bahn", wo die einzelnen Unterstationen ungewöhnlich nahe beieinander liegen, die einzelnen Abschnitte nur kurz und vorzüglich überwacht sind, sich bewähren, kann aber kaum für Vollbahnen in Betracht kommen. Da die Gleichstromspannung 600 Volt beträgt, so muss die Lokomotive bei voller Leistung über 3000 Ampere bei einer Geschwindigkeit von rund 100 km in der Stunde durch schleifende Kontakte aufnehmen, was je nach den Witterungsverhältnissen auf offener Strecke auch nicht gerade leicht zu machen ist. Dabei ist ferner der ganze Strom den Schalt- und Kontrollapparaten zuzuführen, wodurch diese häufigen Beschädigungen durch Verbrennen der Kontakte ausgesetzt sind. Speziell bei der New-Yorker-Anlage befinden sich die Anker und Kommutatoren unmittelbar auf der Welle. Der Luftspalt zwischen Anker und Feld beträgt nahezu 2 cm, und das Feld ist gegenüber dem Anker etwas beweglich, so dass auch aus diesem Grunde die vorzüglichste Ueberwachung nötig ist. Die Beschädigung eines einzigen Motors setzt sofort die Ge-

schwindigkeit des Zuges ganz bedeutend herab, da Motore mit Kommutator nicht lange stark überlastet werden können. Auch die Kosten der Kraftzuleitungen sind sehr hoch, so dass aus all diesen Gründen das System für Vollbahnen nicht in Betracht kommt.

System II braucht nach Fig. 2 drei Hochspannungsleitungen und mindestens zwei Fahrleitungen mit hochgespanntem Strom. Die Lokomotive ermässigt den hochgespannten Drehstrom in einem Transformator und verwendet den Sekundärstrom, der auch noch verhältnismässig hohe Spannung besitzen kann, in den Induktionsmotoren, welche die Kraft durch Zahnräder den Achsen übermitteln. Im allgemeinen wird man die Stromregulierung erst im sekundären Stromkreis vornehmen. Bei den Schnellbahnversuchen hatten die Wagen etwa 1000 PS, bei dem bedeutend höheren Kraftbedarf von 2000—4000 PS, der für Vollbahnzwecke beim Anfahren nötig wäre, wird die Rückwirkung auf das Primärnetz so stark sein, dass auch andere Züge in Mitleidenschaft gezogen werden. Auch die Verwendung von mindestens zwei Stromabnehmern ist mit Schwierigkeiten verbunden.

Für System III sind nach Fig. 3 zwei Hochspannungsleitungen und ein Fahrdraht mit hochgespanntem Strom nötig, ausserdem hat natürlich jede Lokomotive nur einen Stromabnehmer. Der hochgespannte Wechselstrom wird auf dem Wagen heruntertransformiert, und nun den Einphasenkommutatormotoren, die mit Zahnradvorgelege arbeiten, zugeführt. Die sonstige Ausrüstung mit Kontrollern, Widerständen entspricht der gewöhnlichen für Gleichstrombetrieb. Der Einphasenwechselstromkommutatormotor ist in den grossen Typen praktisch noch nicht erprobt und der Einfluss, den eine Lokomotive von 2000—4000 PS mit solchen Motoren beim Anfahren auf die Primärstation ausübt, ist noch zu bestimmen. Vermutlich sind Primärleitungen, Fahrdrähte und Speiseleitungen reichlich zu bemessen, da der Leistungsfaktor besonders beim Anfahren nicht allzuhoch sein dürfte. Auch wird man beachten müssen, den Luftspalt bei den Motoren sehr klein zu wählen, eben mit Rücksicht auf den Leistungsfaktor. Verglichen mit Mehrphaseninduktionsmotoren ist der Einphasenmotor grösser und schwerer, und der Wirkungsgrad des Serienkommutatormotors ist ziemlich niedrig, besonders wenn er mit Zahnradvorgelege arbeitet.

Das Kraftverteilungssystem von System IV ist, wie Fig. 4 zeigt, das Gleiche wie bei III. Der vom Fahrdraht abgenommene hochgespannte Einphasenwechselstrom treibt auf der Lokomotive einen mit einer Gleichstromdynamo direkt gekuppelten Einphasensynchronmotor. Die Motorausrichtung ist die gewöhnliche für Gleichstrom. Die Schaltapparate führen nicht den Hauptstrom, sondern wirken auf die Erregung der Gleichstromdynamo und gestatten den Motoren, jede gewünschte Spannung zuzuführen; die Rückwirkung auf die Primärleitung fällt damit weg, und da man den Leistungsfaktor immer gleich 1 machen kann, sind auch die Kraftleitungen nicht unnötig belastet. Die Lokomotive gibt jederzeit beim Bremsen Energie ins Netz zurück. Dies System ist in der Schweiz praktisch erprobt und hat seine Vorzüge glänzend bewährt. Die einzigen Nachteile sind, dass Gleichstromgenerator und Motore mit Kollektoren versehen sein müssen, und dass es nicht gut möglich ist, auf einer Lokomotive einen grösseren Umformer als 1000 PS unterzubringen.

Auch beim *Hallberg*-Einphasen-Mehrphasen-Bahnsystem V (Fig. 5) braucht man nur zwei Hochspannungsleitungen einen Fahrdraht mit hochgespanntem Strom und einen Stromabnehmer. Dieser hochgespannte Wechselstrom treibt auf der Lokomotive einen Synchronen- oder Induktionseinphasenwechselstrommotor, mit dem ein Drehstromgenerator gekuppelt ist. Verwendet man für beide Maschinen Typen, wie sie sonst in Verbindung mit Dampfturbinen gebaut werden, so kann man ohne Schwierigkeit auf einer Lokomotive einen Maschinensatz von 2500 PS unterbringen. Der primäre Wechselstrom kann eine Spannung bis zu 15 000 Volt haben und etwa 50 Wechsel in der Sekunde. Bei einem zweipoligen Einphasensynchronmotor beträgt die Tourenzahl 1500 in der Minute. Beim Drehstromgenerator wird man die Feldwicklung mit Vorteil umschaltbar machen, so dass die gewöhnlichen vier Pole der Maschine einmal Nord-Nord = Süd-Süd, also zweipolig und einmal Nord-Süd = Nord-Süd, also vierpolig verbunden sind, und man so grossen Einfluss auf die Umdrehungszahl der Motore gewinnt. Nimmt man noch die Feldregulierung der Drehstromdynamo und die Einführung von Widerständen in den Rotorstrom der Motore hinzu, so kann man die Umdrehungszahl der normalen Drehstrominduktionsmotoren für etwa 1000 Volt und 50 Perioden in weiten Grenzen regulieren. Bei plötzlichem Mehrbedarf an Kraft, bei Steigungen braucht man nur die Drehstromdynamo stärker zu erregen. Ebenso kann man beim Bremsen sofort die Energie ins Netz zurückschicken, in dem die Dynamo zweipolig geschaltet wird und so von den Motoren Strom aufnimmt. Der Einphaseninduktionsmotor wird dann ebenfalls als Generator wirken und sendet die Kraft ins Netz zurück.

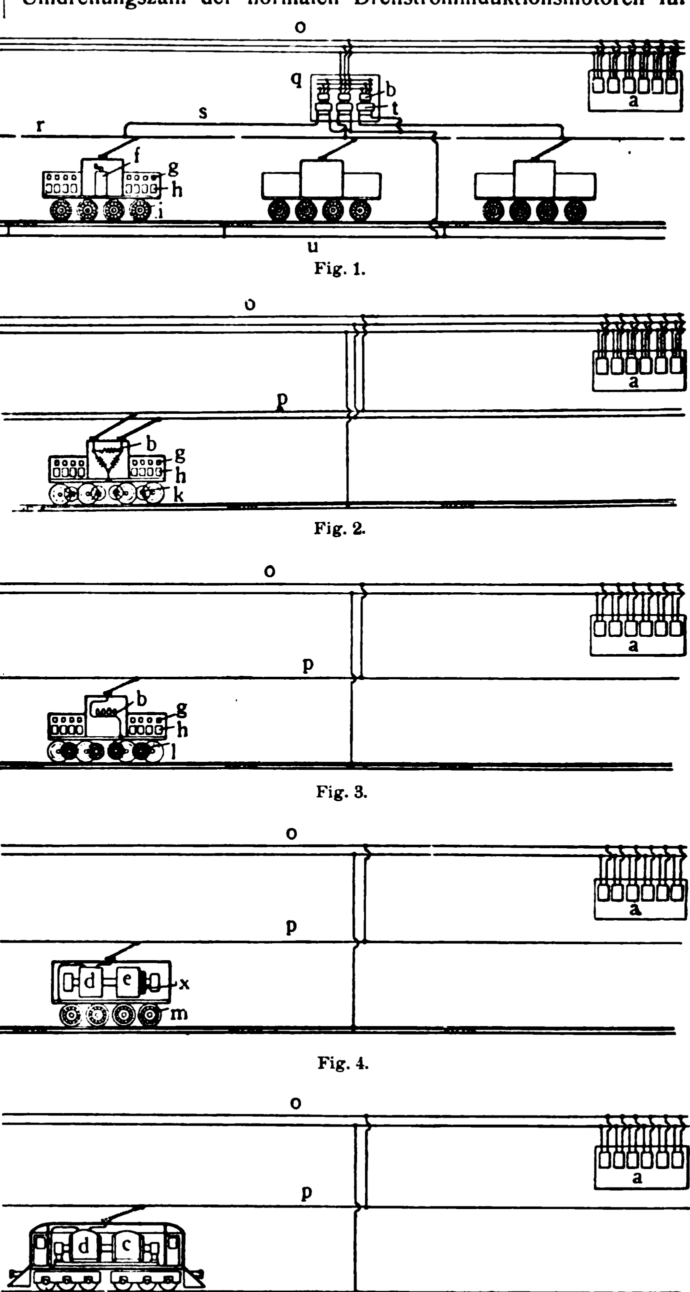


Fig. 1. Fig. 2. Fig. 3. Fig. 4. Fig. 5.

a Kraftstation,
b Transformator,
c Drehstromgenerator,
d Einphasenmotor,
e Gleichstromgenerator,
f Fahrschalter,
g Schaltapparate,
h Widerstände,
i Gleichstrommotore,
k Drehstrominduktionsmotore,
l Einphasenserienmotore,
m Gleichstrommotore,
n Drehstrominduktionsmotore,
o Kraftverteilungsleitungen,
p Fahrdrähte mit Wechselstrom,
q Unterstation,
r Fahrdrähte mit Gleichstrom.
s Speiseleitung,
t rotierende Umformer,
u Speiseleitung der Rückleitung,
x Kommutator.

Auf der Lokomotive fällt jeder Schalter, Kontroller usw. weg, und dieser Umstand trägt sehr zur Erhöhung der Betriebssicherheit bei und verbilligt ausserdem die Anlage und Unterhaltung. Da der Strom der treibenden Motoren völlig unabhängig von dem Primärnetz ist, so kann man bei den Motoren ruhig den Luftspalt aus Rücksicht auf die Betriebssicherheit gross wählen, der Leistungsfaktor der Primäranlage wird nicht gestört, und die Drehstromdynamo auf der Lokomotive kann ohne Gefahr zeitweise mit Strom überlastet werden.

Eine Lokomotive für 3000 PS mit dieser Ausrüstung wiegt etwa 175 t und kann wegen der Abwesenheit von Kommutator, Bürsten und sonstigen empfindlichen Teilen auch einige Zeit mit über 4000 PS belastet werden. Auch die Kosten einer solchen Lokomotive sind geringer wie bei jeder anderen Ausführungsart, nicht zum wenigsten, da der Umformersatz wegen der schnelllaufenden Type billig ist.

Der Wirkungsgrad der beschriebenen Systeme von der Achse der Kraftmaschine im Kraftwerk bis zu der an der Triebachse verfügbaren Kraft ergibt sich etwa folgendermassen:

Bei System I : 56 v. H., II : 65 v. H., III : 61 v. H., IV : $62^1/_2$ v. H., V : 65 v. H.

Von den beschriebenen Systemen arbeitet nur das II. und V. ohne jeden Kommutator, und hat darum Aussicht auf Erfolg, da der Kommutator bei schwerem Vollbahndienst immer Schwierigkeiten im Gefolge hat.

Kleinere Mitteilungen.

Einphasen-Wechselstrom-Bahnmotore.

In No. 25 des Electrical World and Engineer vom 24. Dezember 1904 veröffentlicht *Friedrich Eichberg* einen Vortrag über Einphasen-Wechselstrom-Bahnmotore, dem folgendes entnommen sein soll.

Die Verwendung von Wechselstrom für die Kraftübertragung, rotierenden Umformern für die Umwandlung von Wechselstrom in Gleichstrom, und von Gleichstrom-Bahnmotoren kann nur in seltenen Fällen mit Vorteil stattfinden. In der richtigen Erkenntnis dieser Tatsache haben *Brown & Boveri* auf der Linie Burgdorf—Thun und *Ganz & Co.* auf der Valtelinabahn die Verwendung von Drehstrom aufgenommen. Aber wenn auch das Mehrphasensystem hier praktische Erfolge errungen hat, kann man es darum noch nicht als allgemeine Lösung des Problems des elektrischen Bahnbetriebes ansehen. Die vielen Einwände, die gegen den Drehstrominduktionsmotor als Bahnmotor erhoben wurden, sind wohl allgemein bekannt.

Seit zwei Jahren werden nun Versuche gemacht, den Einphasenmotor für Bahnzwecke zu verwenden. *B. J. Arnold*[1]) mit seinem Elektro-Pneumatiksystem und die *Oerlikon Co.* mit dem *Ward Leonhard*-System[2]) taten den ersten Schritt. Erst *Lamme* von Pittsburg ging bahnbrechend vor, indem er zum ersten Male den Einphasen - Wechselstromserienmotor für Bahnzwecke verwandte, und bald folgte ihm *Finzi* in Mailand. Ersterer benutzte einen Wechselstrom von 16 Perioden i. d. Sekunde, letzterer von 18, und ihre Motoren waren beide übereinstimmend mit dem Gleichstromserienmotor. Zur Kompensation der Ankerreaktion brachte *Lamme* auf dem Feld kurz geschlossene Windungen an, deren Achse mit der Achse des Ankerfeldes zusammenfiel, während *Finzi* Schlitze in den Pohlschuhen ausführte.

Im vergangenen Jahre wurden nun zwei Bahnlinien eröffnet mit Einphasen-Wechselstrom als Betriebskraft und mit Motoren, die von der *Union* und *Allgemeinen Elektrizitäts - Gesellschaft* in Berlin ausgearbeitet sind, nämlich die Bahn von Niederschöneweide nach Spindlersfeld und die Stubaitalbahn bei Innsbruck; erstere Linie hat Wechselstrom von 25 Perioden und 6000 Volt Spannung, letztere 42 Perioden und 2350 Volt Spannung. Besonders über die bei diesen Bahnen verwendeten Motore soll näher berichtet werden; dieselben sind von *Winter & Eichberg* konstruiert und vereinigen die Eigenschaften des gewöhnlichen Wechselstromserienmotors mit denen des Repulsionsmotors.

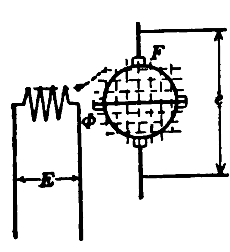


Fig. 1.

Zu dem magnetischen Felde F (s. Fig. 1) wird durch die kurzgeschlossenen Bürsten wie im Repulsionsmotor ein Querfeld Φ erzeugt, das beim synchronen Lauf gleich gross wie das Magnetfeld F ist, aber in der Phase um 90° verschoben ist. Wenn daher nahezu synchroner Lauf erreicht ist, besitzt der Motor ein vollkommenes Drehfeld; bei kleinerer oder grösserer Geschwindigkeit ist das Feld unsymmetrisch. Das Querfeld bewirkt ferner, dass die Kurzschlusspannung unter den Bürsten mit wachsender Geschwindigkeit kleiner wird, bei Synchronismus nahezu 0 ist und dann mit weiter wachsender Umdrehungszahl wieder zunimmt.

Die Ankerspannung verhält sich bei diesen Motoren wie bei gewöhnlichen Serienmotoren, indem die Spannung f. d. Ankersegment einen bestimmten Betrag nicht überschreiten darf, so dass die Ankerspannung im allgemeinen zwischen 100 und 200 Volt liegt. Beim gewöhnlichen Serienmotor befindet sich die Arbeitsspannung im Anker und das Feld besitzt nur eine geringe Spannung, daher kann dieser Motor überhaupt nur bei Spannungen bis zu 200 Volt verwendet werden. Ganz anders beim *Winter-Eichberg*-Motor. Da der Anker in der Feldachse kurzgeschlossen ist und daher die Arbeitsspannung nur in den Feldwindungen des Motors zum Vorschein kommt, so kann der Motor bei jeder gewünschten Spannung verwendet werden. Bei einer Schaltung wie Fig. 2 verhält sich die Feldspannung E zur Ankerspannung e wie die gesamte elektrische Energie zur Energie für die Magnetisierung. Den praktischen Verhältnissen entspricht etwa ein Magnetisierungsstrom gleich $^1/_3$ des Ankerstromes; es ist dann die Spannung an diesem Motor dreimal so hoch als am gewöhnlichen Serienmator. Fügt man noch einen kleinen Transformator wie in Fig. 3 ein, so kann man ohne grosse Verluste das Verhältnis der Spannungen noch weiter vergrössern.

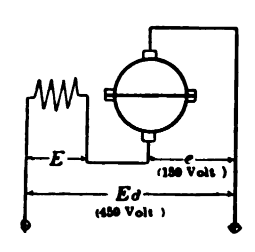


Fig. 2.

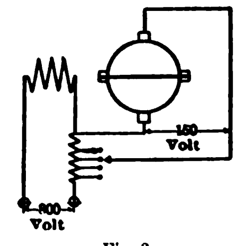


Fig. 3.

Erregt man wie bei diesem Motor vom Anker aus, so erhält man in Verbindung mit dem Querfeld eine EMK, die der aufgedrückten Spannung um 90° voraus eilt und also der EMK der Selbstinduktion gerade entgegengesetzt ist. Gerade durch diese wattlose Wechselspannung erhält der Motor seine hohe cos φ Kurve. Ein 100 PS.-Motor mit einem 3 mm starken Luftspalt hatte bei 70 v. H. der synchronen Geschwindigkeit einen Leistungsfaktor 0,9. Da dieses günstige Verhalten mit einer Amperewindungszahl f. d. Zentimeter, die etwa zweimal so gross als beim gewöhnlichen Wechselstrommotor ist, erreicht wird, kann man bei gegebenem Ankerdurchmesser und äusseren Dimensionen sehr kräftige Motore bauen.

Eine charakteristische Eigenschaft des *Winter-Eichberg*-Motors besteht ferner darin, dass man unabhängig von der Spannung das Feld regulieren kann. Während bei allen Kommutator-

[1]) s. D. p. J. 1903, Bd. **318**, S. 610.

[2]) desgl. S. 611.

motoren durch die unter den Bürsten kurzgeschlossenen Spulen starke Verluste entstehen, wird hier das Feld dem Strom im Stator angepasst und dadurch dieser Verlust in unschädlichen Grenzen gehalten. Verändert man das Feld bei gegebener Spannung, so ändert man auch die charakteristischen Kurven des Motors. Wie man nun in der Praxis eine solche Regulierung ausführt, das kann aus den Figuren abgelesen werden.

Eine Schaltung wie in Fig. 4 oder 5 eignet sich besonders

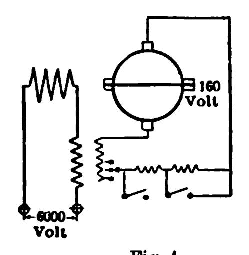
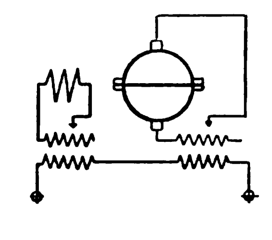


Fig. 4.


Fig. 5.

für hohe Spannungen, da im Hochspannungskreis kein Schalter oder Regulator nötig ist. Bei der ersteren Schaltung ändert man bloss die sekundäre Windungszahl des Transformators und damit die Spannung am Rotor, bei der zweiten, besseren Lösung wird der Statorstrom und der Erregerstrom im Rotor beeinflusst. Die Fig. 6a und 6b zeigt die Regulierung, wie sie bei den Motoren einer kleiner belgischen Bahn in Anwendung kommt; dieselbe eignet sich besonders für niedere Spannung. Fig. 7 a und 7 b gibt die Schaltung der Motore der Stubaitalbahn bei Innsbruck, die einmal bei 2350 Volt und einmal bei 400 Volt arbeiten müssen.

Die Schaltung nach Fig. 2, worin also die Erregung in Serie mit dem Statorkreis ist, in welchem Falle die Regulierung durch ohmsche oder induktive Widerstände, event. durch Serien und

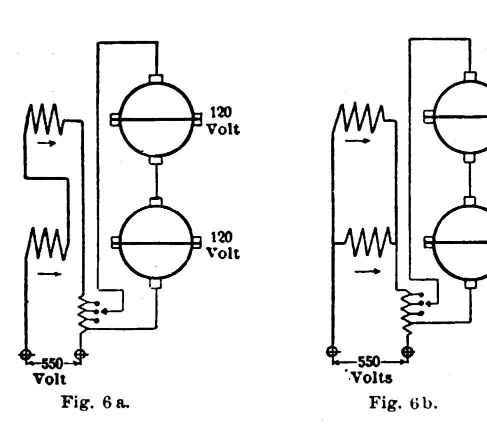


Fig. 6a. Fig. 6b.

Parallelschalten von zwei Motoren erfolgt, eignet sich besonders für kleine Motore. Werden diese etwa für 550 Volt gebaut, so kann man sie ebensogut bei Gleichstrom verwenden wie bei Wechselstrom.

Gewöhnliche Serienmotoren mit der Kompensation nach *Deri* können auch bei Gleich- und Wechselstrom laufen, wenn die Gleichstromspannung etwa eineinhalb- bis zweimal höher ist als die Ankerspannung bei Wechselstrom; beim *Winter-Eichberg*-Motor dagegen, wo die Gesamtwechselspannung etwa dreimal grösser ist als die Ankerspannung, muss die Gleichstromspannung etwa halb so gross sein wie die Wechselspannung. Man kann also beim Uebergang von der Wechselstrom- auf die Gleichstromlinie die parallel geschalteten Motore in Serie schalten; natürlich ist die Tourenzahl kleiner. Dies entspricht den praktischen Bedürfnissen, wenn etwa Vorortbahnen mit Wechselstrom betrieben werden; gehen die Wagen auf die bestehenden Gleichstromlinien in der Stadt über, so müssen sie doch langsamer fahren. Fig. 8 zeigt eine Schaltung, die sich in solchen Fällen bewährt hat. In der Achse des Erregerfeldes ist auf dem Stator eine Spule *H* angebracht, welche die Ankerreaktion aufhebt. Bei Gleichstrom wird das Feld von den Statorwindungen erzeugt. Daher ist die magnetische Sättigung im Stator grösser als bei Wechselstrom.

Fig. 9 zeigt bei einer Netzspannung von etwa 500 Volt die Schaltung zweier Motore, die bei Wechselstrom nach Schema 6b betrieben werden; dabei sind die Schalter *2*, *4* und *5* geschlossen, *1* und *3* geöffnet. Beim Uebergang auf Gleichstrom werden die Schalter *2*, *4* und *5* geöffnet, *1* und *3* geschlossen.

Die Vorzüge des *Winter-Eiehberg*- gegenüber dem Serien- und dem Repulsionsmotor sind kurz die folgenden:

Der *gewöhnliche Serienmotor* besitzt, auch wenn er kompen-

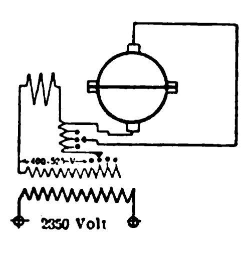


Fig. 7 a.

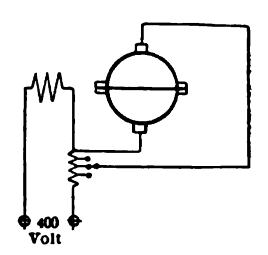


Fig. 7 b.

siert ist, kein Querfeld und hat kein rotierendes Feld. Die Kurzschlussverluste unter den Bürsten nehmen bei ihm nicht mit zunehmender Geschwindigkeit ab, auch wächst sein Leistungsfaktor nicht so rasch mit der Geschwindigkeit. Er kann nur für Spannungen bis zu 200 Volt gebaut werden. Erleidet der Motor in den Feldwindungen einen Kurzschluss, so wird er unbrauchbar.

Der *Repulsionsmotor* kann nur umgesteuert werden, wenn er eine zweite Feldwindung oder einen zweiten Bürstensatz besitzt oder wenn seine Bürsten verstellbar sind. Sein Leistungsfaktor ist niedrig. Zum Zwecke der Regulierung muss entweder die primäre Spannung vermindert werden oder es müssen die Bürsten verschoben werden.

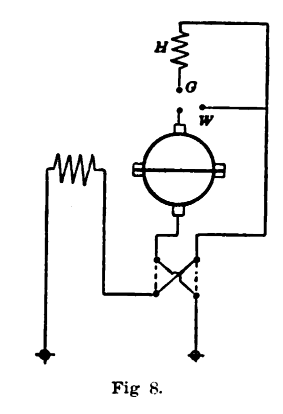


Fig 8.

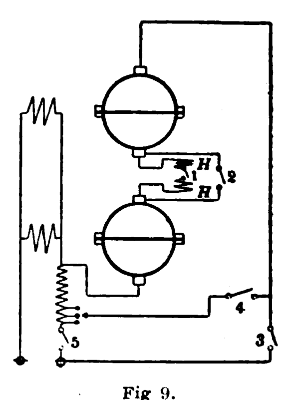


Fig 9.

Der *Winter-Eichberg-Motor* hat gegenüber den beiden den Nachteil, dass er auch noch einen zweiten Bürstensatz für den Erregerstrom besitzen muss, indessen entstehen dadurch keine neuen Kurzschlussverluste; dagegen hat er den konstruktiven Vorteil gegenüber dem kompensierten Serienmotor und dem Repulsionsmotor mit doppeltem Feld, dass er nur eine Feldspule besitzt.

Die Ergebnisse des mehr als einjährigen Betriebes auf der 6000 Volt-Linie Niederschöneweide—Spindlersfeld sind derartig, dass man den Motor für den schwierigsten Bahndienst als geeignet ansehen muss.

Die Stubaitalbahn, die seit 1904 im Betrieb ist, hat den Beweis geliefert, dass die Einphasenmotore auch bei den gebräuchlichen Periodenzahlen von 40—50 Perioden i. d. Minute arbeiten können, ein Ergebnis, das man noch im Jahre 1902 nicht zu hoffen wagte, wo man glaubte, Einphasenmotore könnten nur bei niedrigen Periodenzahlen verwendet werden. Die Tatsache schliesslich, dass der Einphasen-Kommutatormotor auch mit Gleichstrom betrieben werden kann, macht ihn gewissermassen zu einem Universalmotor, und man kann folgerichtig den Gleichstrommotor als einen Spezialfall des Wechselstrom-Kommutatormotors ansehen.

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.
86. Jahrg., Bd. 320, Heft 22. Berlin, 3. Juni 1905.
Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Das Eisenbahn- und Verkehrswesen auf der Weltausstellung in St. Louis 1904.

Von Professor **M. Buhle** und Dipl.-Ing. **W. Pfitzner**, Dresden.

(Fortsetzung von S. 325 d. Bd.)

2 × $^3/_3$-gek. Güterzuglokomotive (Rimrott-Mallet) der Baltimore & Ohio R. R.

Die 2 × $^3/_3$-gek. Mallet-Lokomotive (Fig. 56—60 und Zusammenstellung 1, No. 20, S. 258 und 259) ist zur Zeit die schwerste Maschine der Welt; sie ist entworfen von dem Chefingenieur der *American Locomotive Co., C. J. Mellin*. Bekanntlich wird diese Lokomotivgattung bei Vollbahnen mit Vorliebe im Hügelland verwendet auf Strecken mit Steigungen bis zu etwa 1 : 30. Im besondern wurde diese Lokomotive von den *Schenectady*-Werken für den Dienst der „Baltimore- und Ohio-Eisenbahngesellschaft" im Alleghany Gebirge zwischen Connelsville und Cumberland gebaut; die stärkste Steigung der Strecke beträgt etwa 1 : 100, und die kleinsten Kurven sind mit nur 213 m Halbmesser verlegt.

Sämtliche Räder der zwei dreiachsigen Dampfdrehgestelle sind Treib- bezw. Kuppelräder, so dass das Gesamtdienstgewicht von 153 t als Reibungsgewicht ausgenutzt ist. Das hintere, von den Hochdruckzylindern angetriebene Gestell trägt den grösseren Teil des Kesselgewichtes; das vordere Niederdruckgestell kann sich bis zu einer gewissen Grenze unter dem Kessel seitlich frei bewegen und ist einseitig durch zwei Gelenke mit langen, durchgehenden Bolzen an den Rahmen des Hintergestelles angeschlossen. Selbstverständlich ist durch die Beweglichkeit der Gestelle gegeneinander bedingt, dass auch die Verbindungen der Hochdruckzylinder mit den Niederdruck-

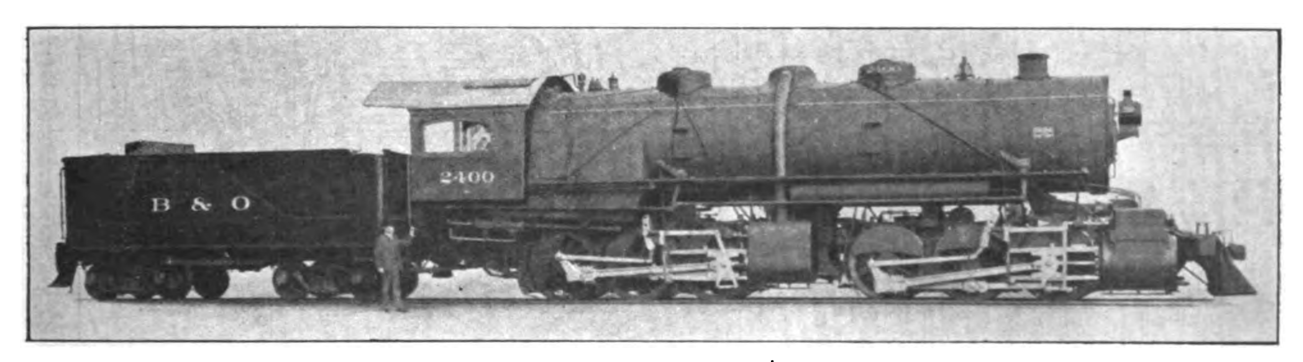


Fig. 56. 2 × $^3/_3$-gek. Güterzuglokomotive der American Locomotive Co. (Schenectady-Werke).

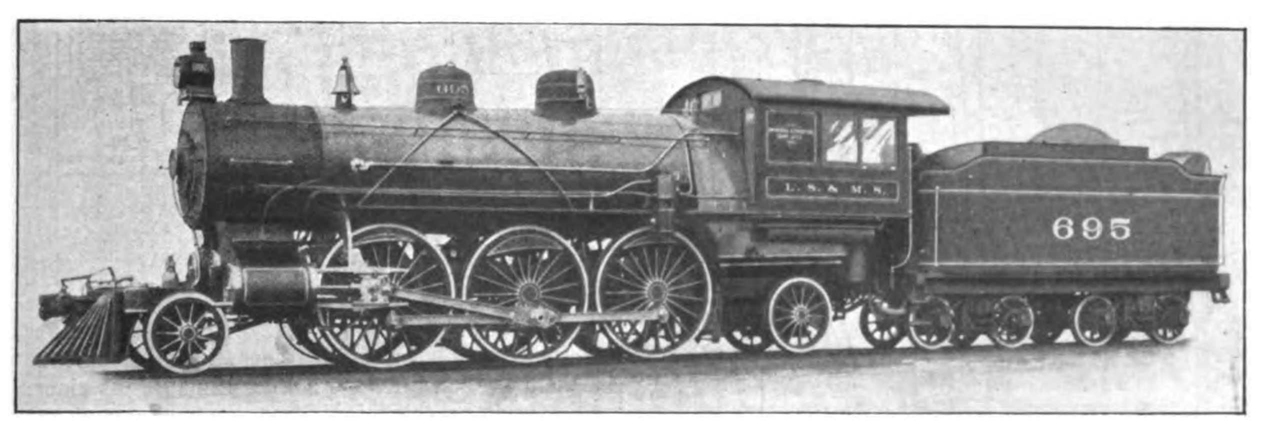


Fig. 61. $^3/_5$-gek. Personenzuglokomotive der American Locomotive Co. (Brooks Werke).

zylindern bezw. der letzteren mit dem Auspuffrohre eine gewisse gegenseitige Verdrehung und Verschiebung zulassen. Der vordere Teil des Kessels ruht mittels zweier unten abgerundeter Stahlgusstücke, von denen das eine mit dem ersten Kesselschuss, das andere mit der Rauchkammer fest verbunden ist, auf entsprechend zwischen den vorderen Hauptrahmen angebrachten flachen Gleitlagerstücken. Das erstere Querstück dient in der Hauptsache zur Aufnahme und Uebertragung des Kesselgewichtes, während das zweite im wesentlichen zur Begrenzung der

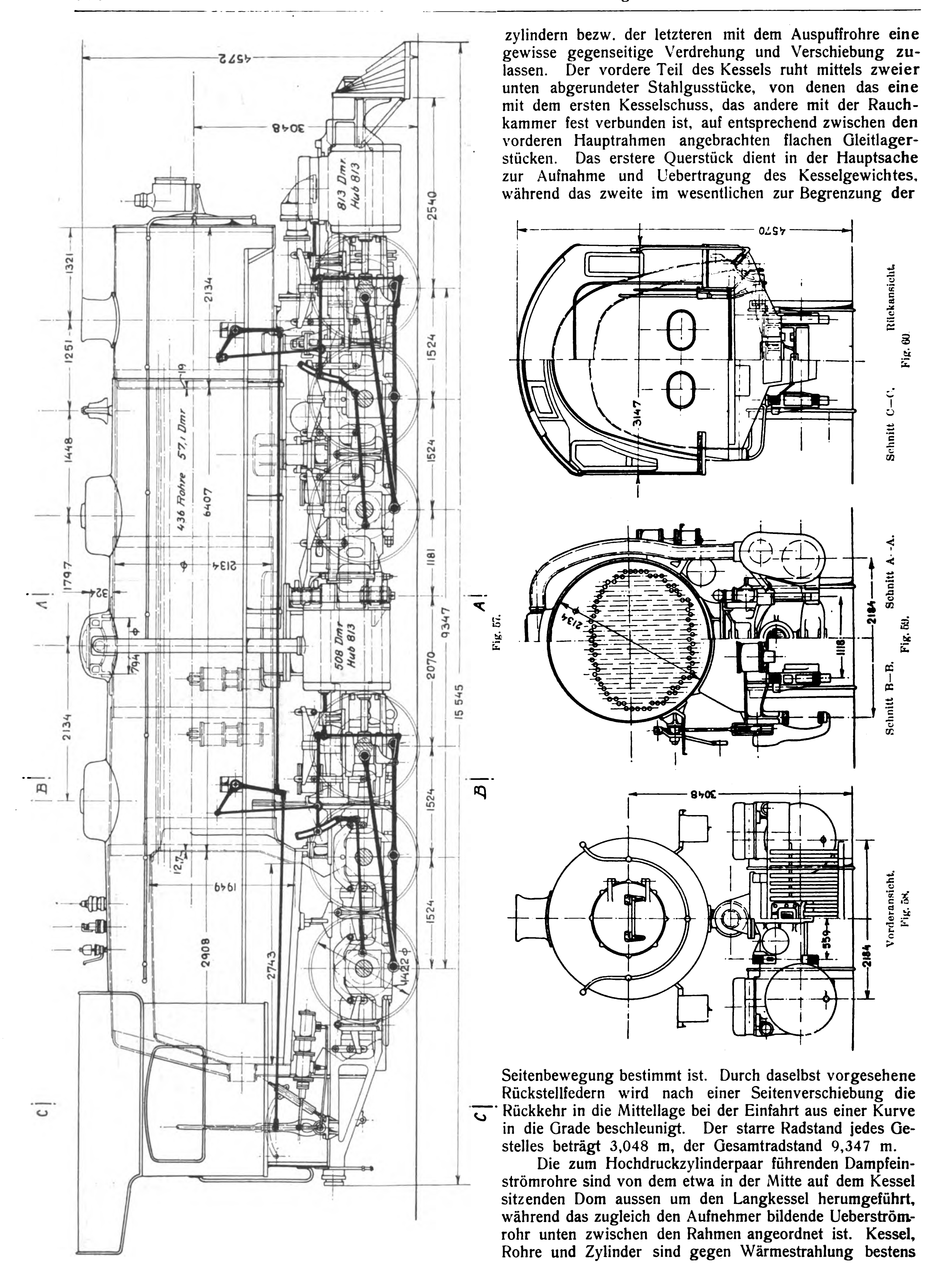


Fig. 57.

Schnitt C—C. Rückansicht. Fig. 60.

Schnitt B—B. Schnitt A—A. Fig. 59.

Vorderansicht. Fig. 58.

Seitenbewegung bestimmt ist. Durch daselbst vorgesehene Rückstellfedern wird nach einer Seitenverschiebung die Rückkehr in die Mittellage bei der Einfahrt aus einer Kurve in die Grade beschleunigt. Der starre Radstand jedes Gestelles beträgt 3,048 m, der Gesamtradstand 9,347 m.

Die zum Hochdruckzylinderpaar führenden Dampfeinströmrohre sind von dem etwa in der Mitte auf dem Kessel sitzenden Dom aussen um den Langkessel herumgeführt, während das zugleich den Aufnehmer bildende Ueberströmrohr unten zwischen den Rahmen angeordnet ist. Kessel, Rohre und Zylinder sind gegen Wärmestrahlung bestens

geschützt. Während die Hochdruckzylinder mit Kolbenschiebern ausgerüstet sind, haben die Niederdruckzylinder entlastete *Richardson*-Flachschieber erhalten; die Steuerung ist bei allen vier Triebwerken nach *Walschaert (Heusinger)* [38]) durchgebildet. Die Umsteuerung wird, wie in den Vereinigten Staaten fast durchweg üblich, durch einen Handhebel bewirkt; jedoch kann der Lokomotivführer zur Unterstützung bei der Einstellung der vier Steuergehänge sich einer durch Druckluft betriebenen Hilfsvorrichtung bedienen, welche durch einen zweiten Hebel betätigt wird.

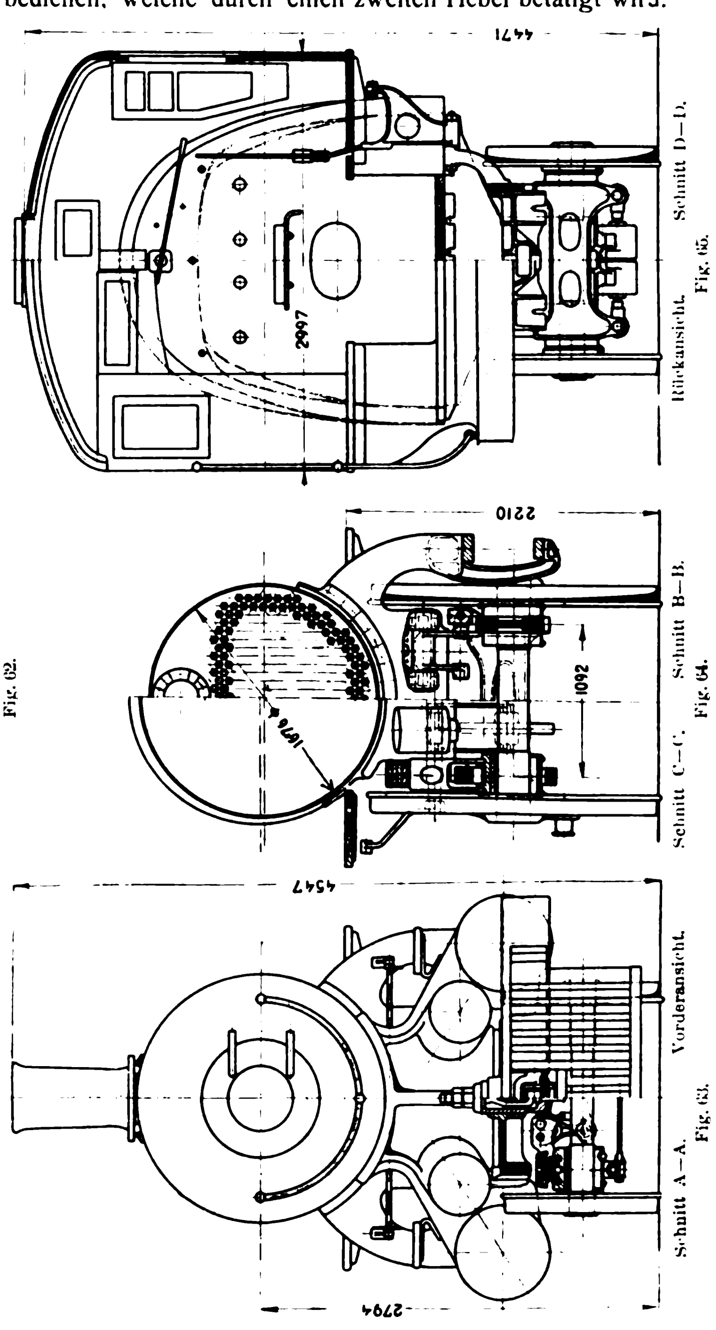


Fig. 62. Fig. 63. Schnitt A–A. Vorderansicht. Fig. 64. Schnitt C–C. Schnitt B–B. Fig. 65. Rückansicht. Schnitt D–D.

Ein selbsttätiges Anfahrventil und ein vom Führer bedientes Wechselventil ergänzen die Steuerung in vorteilhaftester Weise. Dadurch könnte die normale Zylinderzugkraft von 32 t auf 38,5 t erhöht werden, wenn es das Reibungsgewicht der Lokomotive zuliesse.

Der aus drei Schüssen bestehende Kessel gehört zu der *„straight top"*-Gattung, d. h. er hat keine überhöhte Feuerbuchse. Die Quernähte besitzen zwei Nietreihen, während die mit inneren und äusseren Laschen ausgestatteten Längsnähte deren sechs erhalten haben. Bei 519 qm Heizfläche hat diese Riesenmaschine nicht weniger als 6,7

---

[38]) Die *erste* dieser Art in Amerika.

qm Rostfläche, deren Länge nahezu 3 m beträgt. Ein Bündel von 436 Rohren von 6,4 m Länge zwischen den

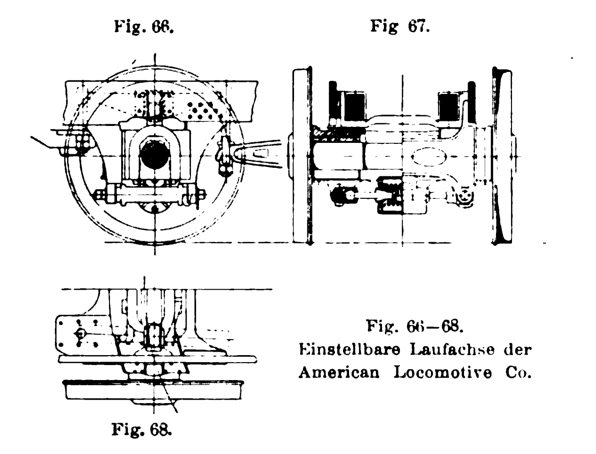


Fig. 66—68. Einstellbare Laufachse der American Locomotive Co.

Rohrwänden füllt den mit seiner Längsachse über 3 m über S. O. liegenden Kessel, der Dampf von 16,5 Atm. Spannung erzeugt.

Verwendung eines Drehgestelles. Der Vorzug der Bauart ist die geringe Länge bei drei Kuppelachsen; unbequem ist die Unterstützung der Kreuzkopfgleitbahnen, die nur mit Hilfe eines starken, für die erste Treibachse weit ausgeschnittenen Bleches möglich war, das weit oben am Kessel befestigt ist (s. Fig. 64).

Die Zwillingsmaschine ist ohne Besonderheiten, die Steuerung entspricht der in Fig. 55 (S. 325) dargestellten, der Rahmen wird unter der Feuerbüchse ebenfalls plattenförmig.

Das meiste Interesse bieten die einstellbaren Laufachsen, von denen die hintere eine neue, im allgemeinen der preussischen *Adams*-Achse ähnliche Bauart zeigt. Die in Fig. 66—68 näher dargestellte Achse ist in einem radial verschiebbaren Gusstück gelagert, das durch Federn in seiner mittleren Lage gehalten wird. Der Federdruck wird durch Stangen mit Kugelgelenken übertragen, um allseitige Beweglichkeit der Achsbüchse gegenüber dem Rahmen zu ermöglichen, die Druckübertragung vom Federgehänge des Hauptrahmens geschieht unmittelbar unter den Federbunden, die Gleitlager bestehen aus gehärtetem Stahl.

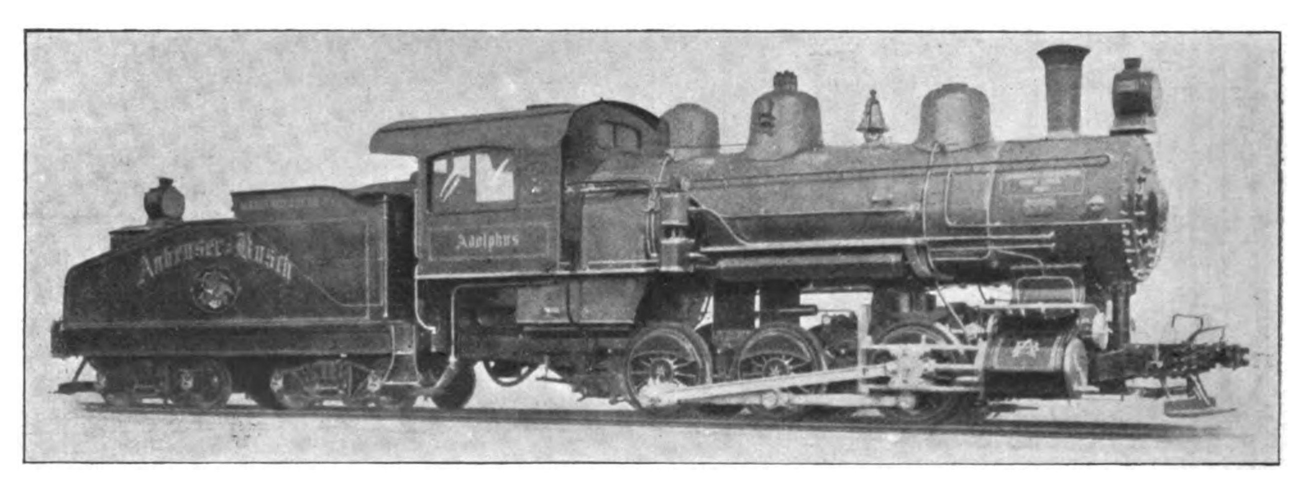


Fig. 69. 3/3-gek. Verschiebelokomotive der American Locomotive Co. (Brooks Werke).

3/5-gek. Personenzuglokomotive der Lake Shore & Michigan Southern R. R. (Prairie Type).

Diese Maschine, in den Fig. 61 bis 68 dargestellt, (Hauptabmessungen unter No. 22 in der Zusammenstellung 1,

Der Kessel hat die Form *„Radial Stay Type“*, die Abmessungen der Feuerbüchse usw. sind die gewöhnlichen; die 344 Siederohre sind ziemlich 6 m lang.

In Fig. 69 und 70 sind noch zwei Lokomotiven in

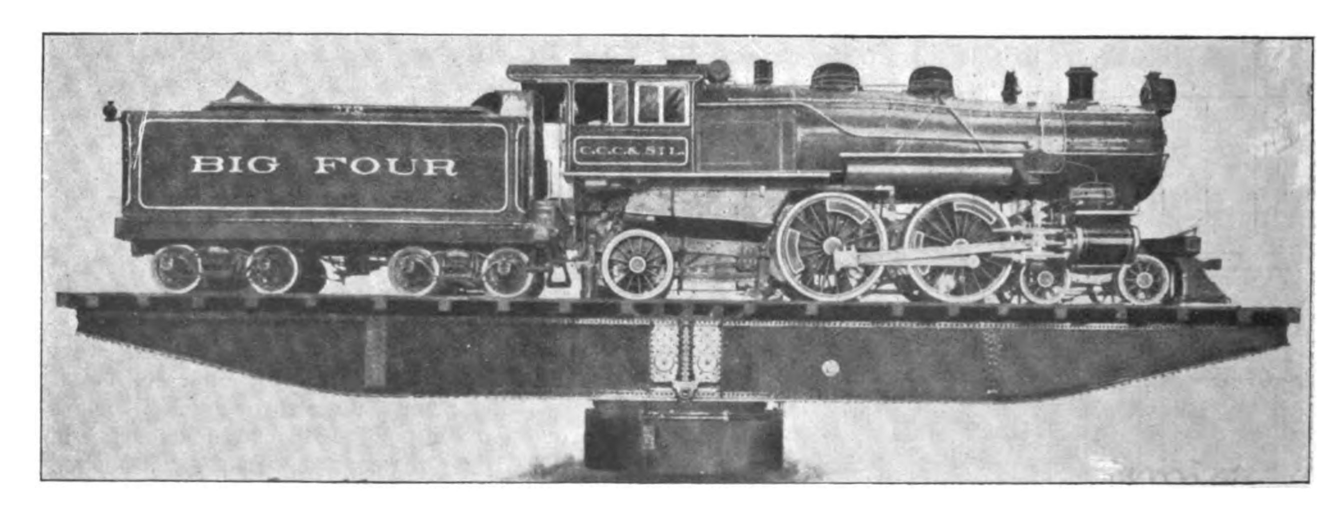


Fig. 70. 2/5-gek. Schnellzuglokomotive der American Locomotive Co. (Brooks Werke) auf erhöhter Drehscheibe.

S. 258 und 259), zeigt eine Anordnung, die nach europäischen Anschauungen nicht als schnellfahrende Maschine angewendet werden sollte. Sie hat vorn nur eine einzige Laufachse, die Führung ist demnach nicht so gut wie bei

Ansicht wiedergegeben, von denen die eine, eine Verschiebelokomotive, der Brauerei von *Anheuser Busch* in St. Louis gehörig, ein Beispiel dafür war, dass auch in Amerika unter Umständen auf das Aeussere etwas gegeben



wird. Die Maschine war sehr sorgfältig bemalt und poliert, sehr im Gegensatz zu dem sonst unscheinbaren Aeusseren der anderen Lokomotiven. Als Verschiebemaschine für die beengten Fabrikgleise zeigt sie einen sehr kurzen Radstand von nur 3,4 m, dabei ist das mittlere Rad noch ohne Spurkranz ausgeführt. An der Maschine ist die sehr lange Schubstange besonders auffällig. Der verhältnismässig sehr schwere Schlepptender ist in Amerika bei allen Verschiebelokomotiven zu finden.

In Fig. 70 ist die schon (S. 244) erwähnte Lokomotive auf der Drehscheibe abgebildet, die inmitten des Transportgebäudes in Bewegung vorgeführt wurde. An der Lokomotive, die im allgemeinen völlig dem normalen Atlantic Type entspricht, sind die Kuppelräder mit je zwei Gegengewichten ausgerüstet, die nach der Angabe des Erfinders dieser Anordnung, *Davis*, einen besseren Massenausgleich ergeben sollen als die gewöhnliche Ausführung. Dass die Räder besser und ruhiger laufen, wie verschiedentlich behauptet wurde, ist wohl nur auf ihr erheblich grösseres Gewicht zurückzuführen. Auf die Konstruktion der Drehscheibe soll später eingegangen werden.

(Fortsetzung folgt.)

Ueber neuere Riemengetriebe.

Von **Rudolf Hundhausen**, Berlin-Halensee.

Den Gegenstand des vorliegenden Aufsatzes bilden Riemen- und Reibrädergetriebe, wie sie in neuerer Zeit von verschiedenen Seiten (— zum Teil auch vom Verfasser —) ausgebildet wurden. Insbesondere handelt es sich hierbei um Anordnungen, in denen zwei solche Reibungsgetriebe miteinander vereinigt wurden zu einem sogenannten doppelten Riemen- oder Reibrädervorgelege mit selbsttätiger Nachstellung.

Fig. 1. Spannrollengetriebe von Brown.

Wie *Reuleaux* im zweiten Bande seiner Kinematik („Die praktischen Beziehungen der Kinematik zur Geometrie und Mechanik", Braunschweig, 1900) auf Seite 176 sagt, „*ist die Aufgabe, den Riemen ganz angemessen anzuspannen, nicht zu wenig, aber auch nicht zu viel, neuerdings sorgfältiger als je zuvor erwogen worden, namentlich bei den Dynamomaschinen,*[1]) *und hat zur Ausbildung besonderer Mechanismen zum Anspannen des Riemens geführt.*"

[1]) Unter „Dynamomaschinen" sind hier sowohl „dynamoelektrische", als auch „elektrodynamische" Maschinen, d. h. „primäre" und „sekundäre" oder „Stromerzeugungs-" und „Kraft-" oder „Umtriebs-"Maschinen zu verstehen. Letztere bezeichnet man gewöhnlich als „Elektromotoren" oder kurz als „Motoren"; erstere als „Generatoren", als „Dynamos" oder als „Dynamomaschinen", welche Bezeichnung im weiteren Sinne aber auch die „Elektromotoren" mit umfasst. Mechanisch sind jene und diese gleichwertig.

Dass es sich für unsere vorliegenden Betrachtungen vorzugsweise um „Motoren" handelt, liegt in der Natur der Sache, weil diese meist in grösserer Anzahl und in kleinerer Ausführung von *einem* „Generator" oder von wenigen solchen angetrieben werden, die ihren Strom in dasselbe Leitungsnetz liefern. Diese sind dementsprechend nicht nur weniger zahlreich, sondern meistens auch beträchtlich grösser und schwerer, so dass für sie zum Teil die hier beschriebenen Riemenspannvorrichtungen nicht mehr zu benutzen sind, wenigstens nicht diejenigen mit selbsttätiger Nachstellung; hierfür ist nur ein einziges Beispiel weiter unten beizubringen, während Fig. 3 eine keineswegs seltene Anordnung zeigt, wonach „Dynamos" auf Gleitschienen stehend verschoben werden können, um ihre Antriebsriemen zu spannen. Im übrigen haben wir es hier also nur mit „Motoren" zu tun.

An letzteres anschliessend seien hier zunächst die beiden dort auf Seite 177 abgebildeten Beispiele von Spannrollen wiedergegeben (Fig. 1 und 2). Durch das Zahnrädchen *a* wird der Spannrollenträger verstellt, und durch die Sperrklinke *b* wird er alsdann an seiner Stelle gehalten, und zwar erfolgt hierbei die Anspannung des Riemens von Hand bezw. durch Muskelkraft vermittels einer besonderen Spannrolle.

In mancher Beziehung vorteilhafter liess sich nun aber die Einrichtung gestalten bei Einführung des elektrischen Betriebes, wobei nämlich die Entfernung zwischen der treibenden und der getriebenen Riemscheibe verändert werden konnte, indem der Elektromotor mit Leichtigkeit entsprechend beweglich aufzustellen ist.

Hierdurch ergab sich zunächst die Möglichkeit, eine besondere Spannrolle entbehrlich zu machen, wobei, namentlich auch infolge Fortfalles der Zapfenreibung, ein etwas höherer Nutzeffekt erzielt wurde. Einen solchen Riementrieb in mehrmaliger Ausführung, wobei die Dynamomaschinen mittels Spann-

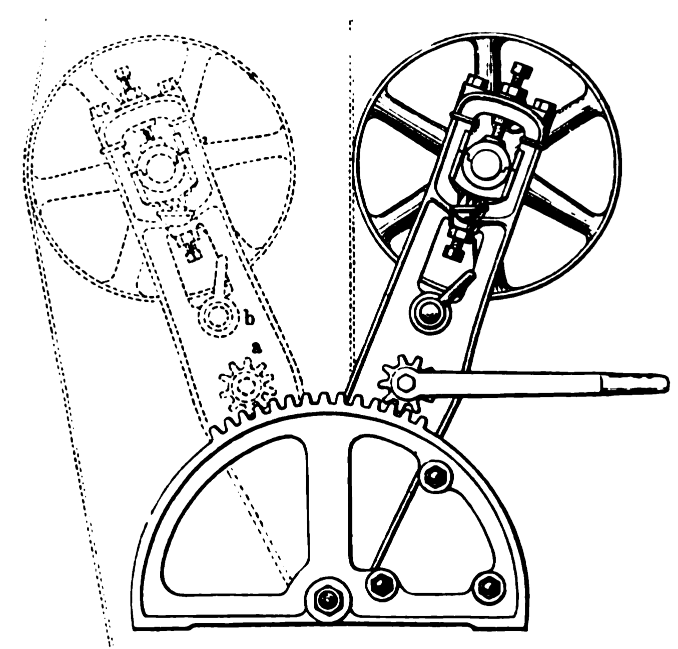


Fig. 2. Spannrollengetriebe von Brown.

schrauben, sogenannten Knarren, zu verstellen sind, zeigt beispielsweise Fig. 3, welche die Kraftstation des *Elektrizitätswerkes Weimar* darstellt.

Es liess sich aber bei Einführung des elektrischen

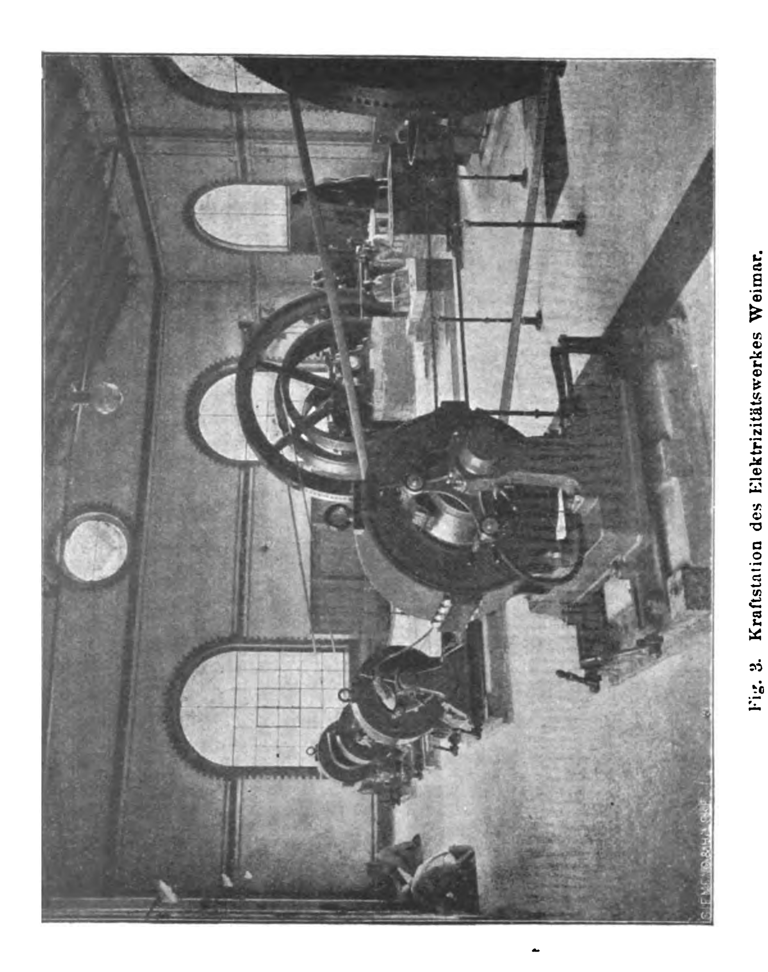


Fig. 3. Kraftstation des Elektrizitätswerkes Weimar.

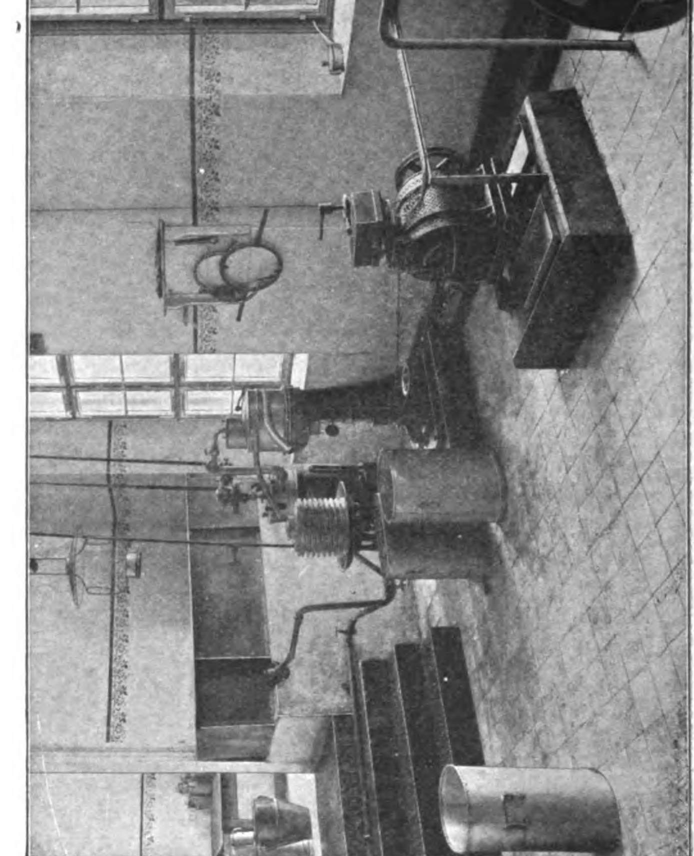


Fig. 4. Elektromotor auf Wippe zum Antriebe einer Milchzentrifuge.

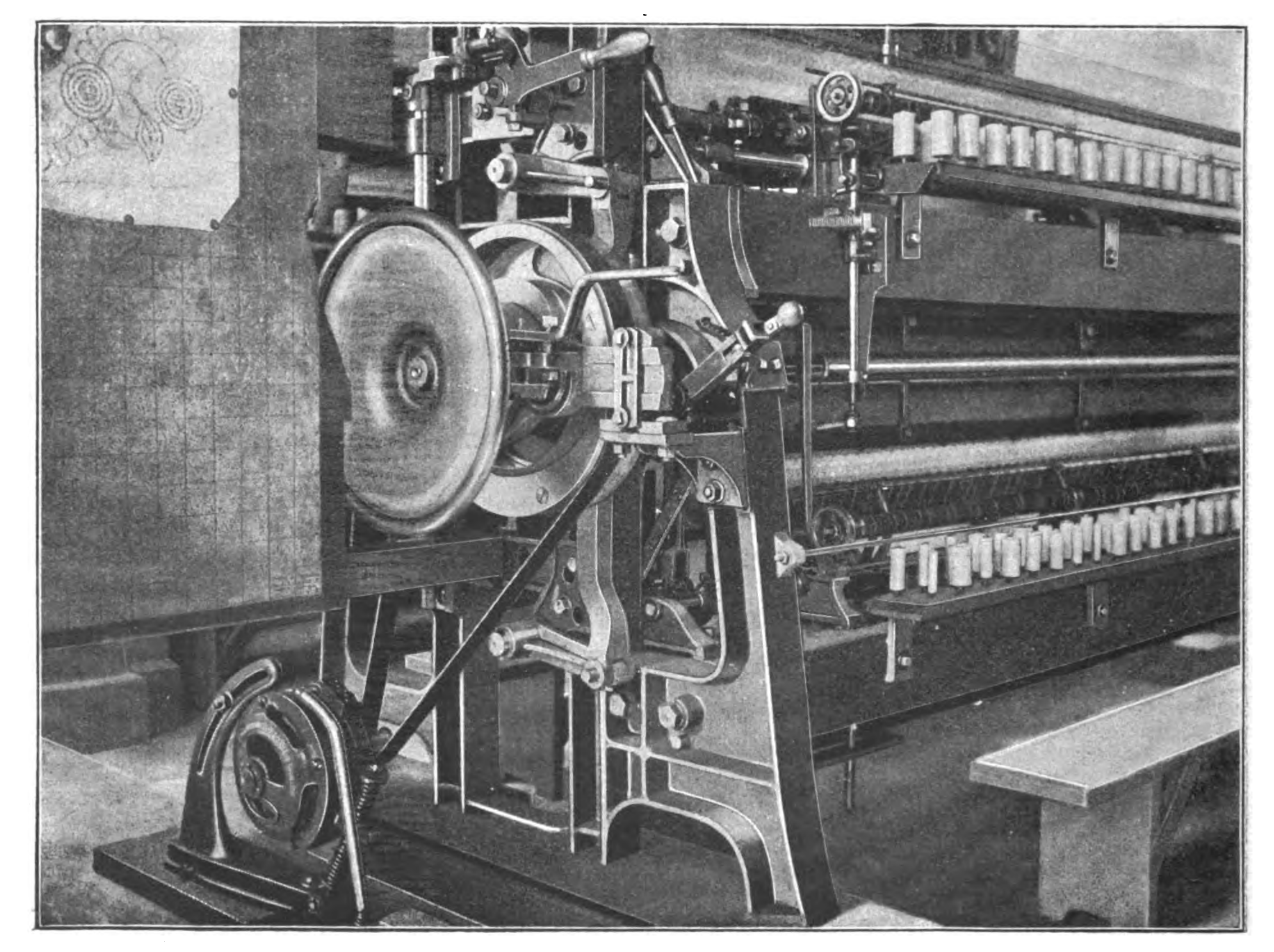


Fig. 5. Schiffchen-Stickmaschine, angetrieben durch Drehstrommotor auf „Universal-Wippe“ nach Fig. 7.

Betriebes gleichzeitig noch ein anderer sehr wichtiger Vorteil erzielen, welcher darin bestand, das Gewicht des Motors

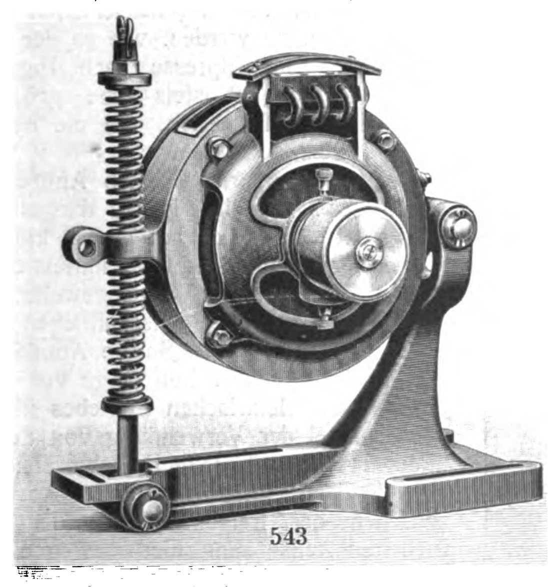


Fig. 6. Drehstrommotor auf Wippe.

selbst als Kraft zum Anspannen des Riemens nutzbar zu machen. Zu diesem Zwecke wurden die bekannten Anordnungen auf „Wippe" ausgebildet; beispielsweise stellt Fig. 6 eine solche Konstruktion dar, wobei noch die Kraft des Eigengewichtes zum Anspannen

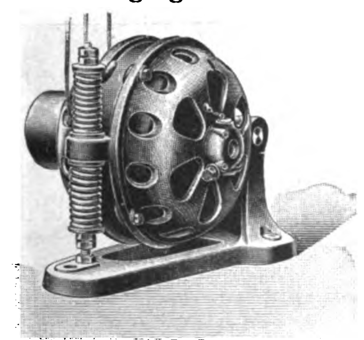


Fig. 8. Siemens-Schuckertscher Kleinmotor auf Wippe für senkrechten Riemenzug.

des Riemens durch Federn je nach Bedarf zum Teil vergrössert oder verkleinert werden kann. Eine vollkommenere Anordnung dieser Art wurde von

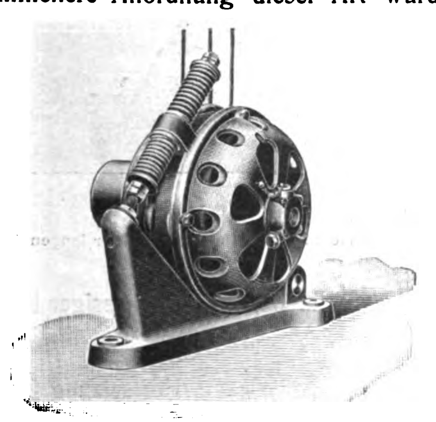


Fig. 9. Siemens-Schuckertscher Kleinmotor auf Wippe für seitlichen Riemenzug.

der *Gesellschaft für Elektrische Industrie*, Karlsruhe, ausgebildet in ihrer sogenannten Universal-Wippe (D. R.-P. No. 144 808), welche in Fig. 7 einzeln, und in Fig. 5 zum Antriebe einer Schiffchen-Stickmaschine dargestellt ist. Der Motor wird so angeordnet und in die Wippe eingestellt, dass der Riemenzug möglichst in die Richtung der Federn kommt; es soll dadurch ein sehr ruhiger Gang der Maschine erzielt werden.

Der Hauptvorzug dieser Karlsruher Konstruktion be-

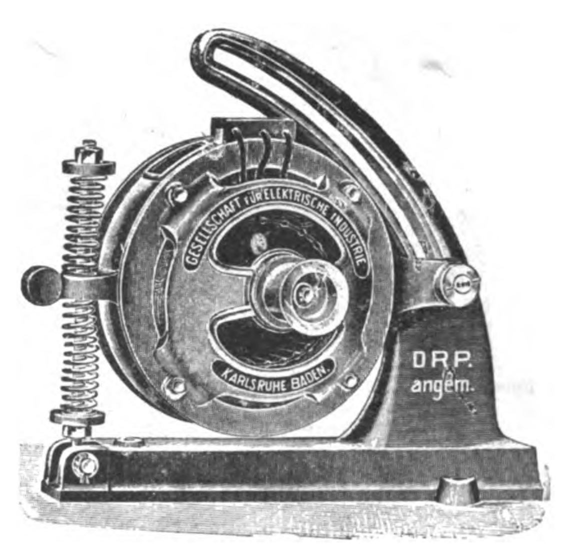


Fig. 7. Universal-Wippe.

steht eben darin, dass die Richtung der Feder genau parallel zur Richtung des Riemenzuges eingestellt werden

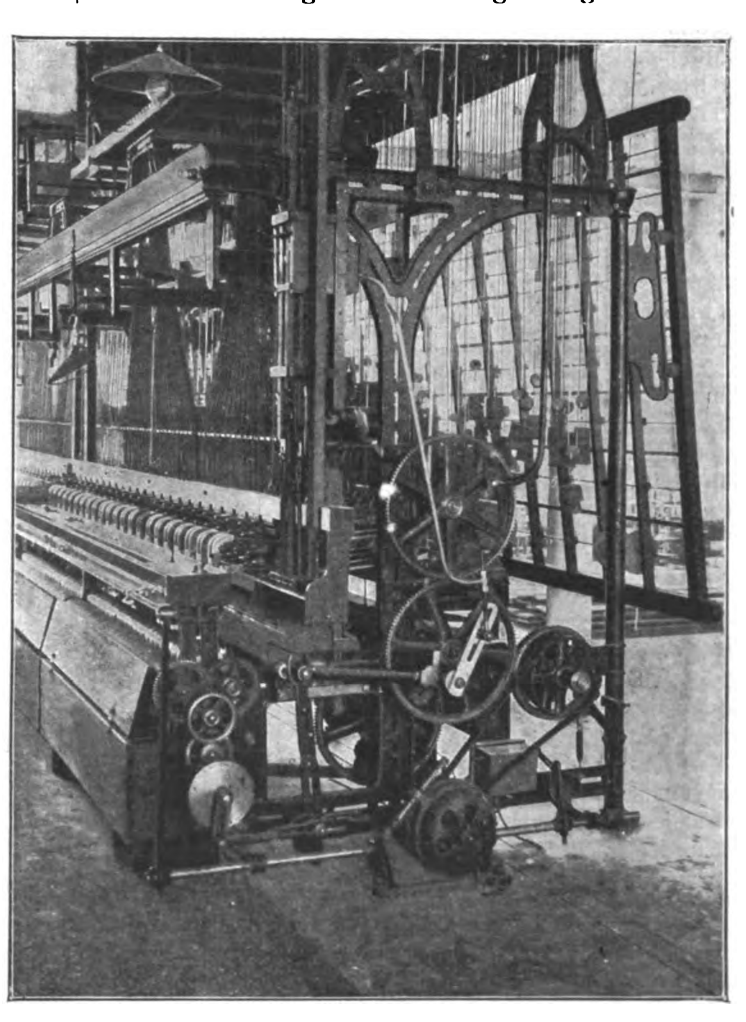


Fig. 10. Elektrisch angetriebener Webstuhl mit Motor nach Fig. 9.

kann, indem der Bolzen, an welchem der Motor drehbar gelagert ist, in seiner bogenförmigen Gleitbahn mit einem Winkel von 45° um den Gelenkzapfen des Federbolzens zu verschieben ist. Um grössere Winkel zu beherrschen, bedarf es dann einer senkrechten Aufstellung der ganzen

Wippe, die im übrigen je nach Umständen auch noch um 180 ° verdreht und im Bedarfsfalle an der Decke hängend befestigt werden kann.

Eine nicht in dieser Weise „universal" verwendbare Anordnung namentlich zum Antriebe von Maschinen der Textilindustrie stellen die beiden Modelle (Fig. 8 und 9) von Kleinmotoren mit federnder Riemenspannung der *Siemens - Schuckert - Werke* dar, deren ersteres für senkrechten Riemenzug, letzteres dagegen für seitwärts geneigten Zug bestimmt ist. In dieser Anwendung stellt Fig. 10 einen Webstuhlantrieb dar, nahezu gleichartig der vorher besprochenen Anordnung nach Fig. 5.

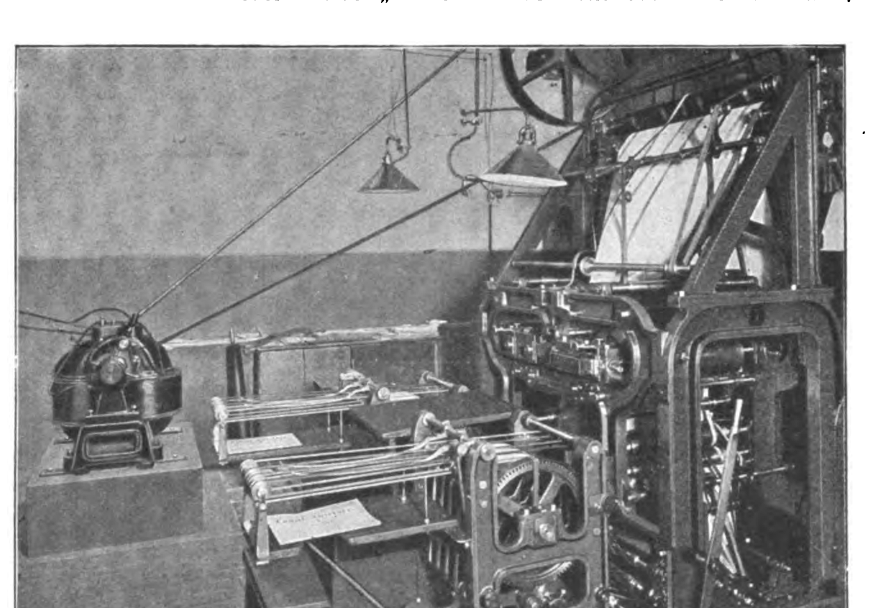


Fig. 11. Antrieb einer Schnellpresse durch Gleichstrommotor auf Gleitschienen verschieblich zum Spannen des Riemens.

Die um 45 ° geneigte Richtung des Federzuges dürfte übrigens für die weitaus meisten Fälle allein ausreichen, da sie ja auch noch für senkrechten und für wagerechten Riemenzug geeignet ist.

Das gleiche Verhältnis trifft auch zu, wenn der Motor hauptsächlich durch sein *Gewicht* anspannend auf den Riemen wirkt und wenn er in der meist üblichen Weise um einen Bolzen drehbar gelagert ist, der gegen die Achse des Motors um etwa 45 ° nach unten versetzt steht. Dies ist beispielsweise der Fall bei dem Motor nach Fig. 4, welcher mittels einer Lederschnur eine Milchzentrifuge von der Seite her antreibt.

Auch wenn von diesem Motor aus ein Riemen senkrecht aufwärts gerichtet wäre, würde dieser durch das Motorgewicht mit nahezu derselben Kraft gespannt werden wie der wagerecht verlaufende. Um nun auch für alle Zwischenstellungen geeignete Verhältnisse zu bekommen, benutzt man gewöhnlich Federn, die nach Bedarf das Motorgewicht verstärken oder ihm entgegenwirken.

In jedem Falle sind aber solche selbsttätig sich einstellende Spannvorrichtungen vorzuziehen jenen, bei denen der Motor nur von Hand, mittels Schrauben usw. verstellt werden kann, um dann aber wieder auf seinem Fundamente bezw. seinen Gleitschienen fest angeschraubt zu werden, wie es der Antrieb einer Schnellpresse nach Fig. 11 zeigt. Hierbei ist stets eine grössere Riemenlänge erforderlich, um die nötige Elastizität zu gewähren.

Eine der ursprünglichsten Anordnungen dieser Art ist in Fig. 12 dargestellt; hier steht der Motor auf einem kleinen vierrädrigen Wagen und treibt mittels eines langen Riemens eine Vorgelegewelle, die aussen an einem landwirtschaftlichen Gebäude angebracht ist. Solche Anordnungen sind übrigens schon lange vor Einführung des elektrischen Betriebes üblich gewesen bei der Verwendung von Lokomobilen zum Antriebe von Dreschmaschinen usw. in der Landwirtschaft. Der Abstand zwischen der treibenden und der getriebenen Achse kann hierbei wegen der Ortsbeweglichkeit der Maschinen oder wenigstens einer von beiden leicht der Riemenlänge angepasst werden, um eine geeignete Anspannung zu erzielen. Eine sehr genaue Einstellung bezw. Nachstellung ist dabei übrigens deshalb nicht erforderlich, weil die Riemen meist wagerecht verlaufen und vermöge ihrer grossen Länge entsprechend durchhängen, um auf diese Weise mit ziemlich gleichmässiger Kraft angespannt zu werden.

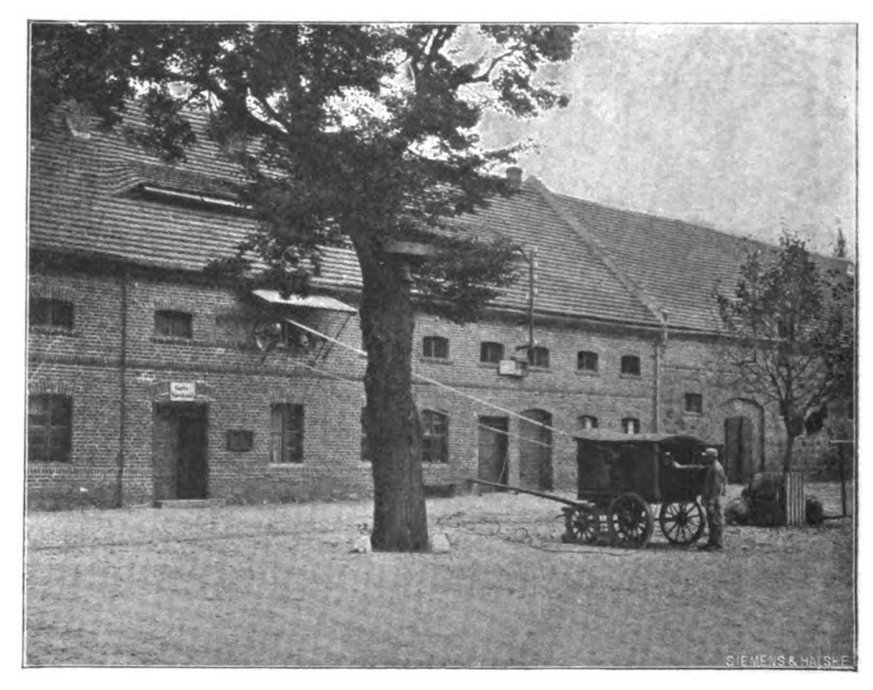


Fig. 12.
Elektromotor auf vierräderigem Wagen für landwirtschaftlichen Betrieb mit sehr langen Riemen.

(Fortsetzung folgt.)

Der heutige Stand der Motorfahrräder.

(Fortsetzung von S. 333 d. Bd.)

b) Mehrzylindrige Motoren.

Die Mehrzylindermotoren sind aus dem sich ständig steigernden Verlangen nach immer höherer Leistung des Motorzweirades hervorgegangen. Der Verwendung des luftgekühlten Einzylindermotors ist in der Verwirklichung dieses Bestrebens eine Grenze gezogen, die mit Motoren von $3^1/_2$ PS erreicht sein dürfte, denn die Leistungsfähigkeit ist nicht allein durch Vergrösserung von Kolbenhub und Zylinderbohrung zu erzielen, sondern es müssten auch die Kühlflächen der Rippen im gleichen Masse vergrössert werden, als sich die Wärmeentwicklung erhöht. Da dieses jedoch aus technischen und Fabrikationsrücksichten nicht angängig ist, sucht man dem Heisslaufen der stärkeren Motoren durch Anwendung von zwei oder vier Zylindern kleinerer Abmessungen vorzubeugen (s. S. 262).

Zylinder einströmt, bis sein Kolben den tiefsten Stand erreicht hat.

Ueber den Ansaugventilen befinden sich in den Kniestücken *208* und *217*, die schon auf S. 277 erwähnten Druckstifte *211* in Führungshülsen *213*. Letztere haben einen geänderten Bund, und lassen sich auch ohne den Stift *211* niederdrücken, wobei in dieselben Erdöl zum Lösen verbrannter Rückstände an den Ventilen eingespritzt wird.

Die Auspuffventile sind gesteuert, und erhalten ihre genau begrenzte Bewegung durch die Nockenzahnräder *233*. Letztere werden durch das auf der Motorwelle sitzende Zahnrad *231* in gleicher Weise angetrieben, wie dieses bei Fig. 43, S. 329, über die Steuerung des Ansaug- und Auspuffventils schon gesagt wurde, nur dass hier das Zahnrad *231* nicht in das erste, sondern in das

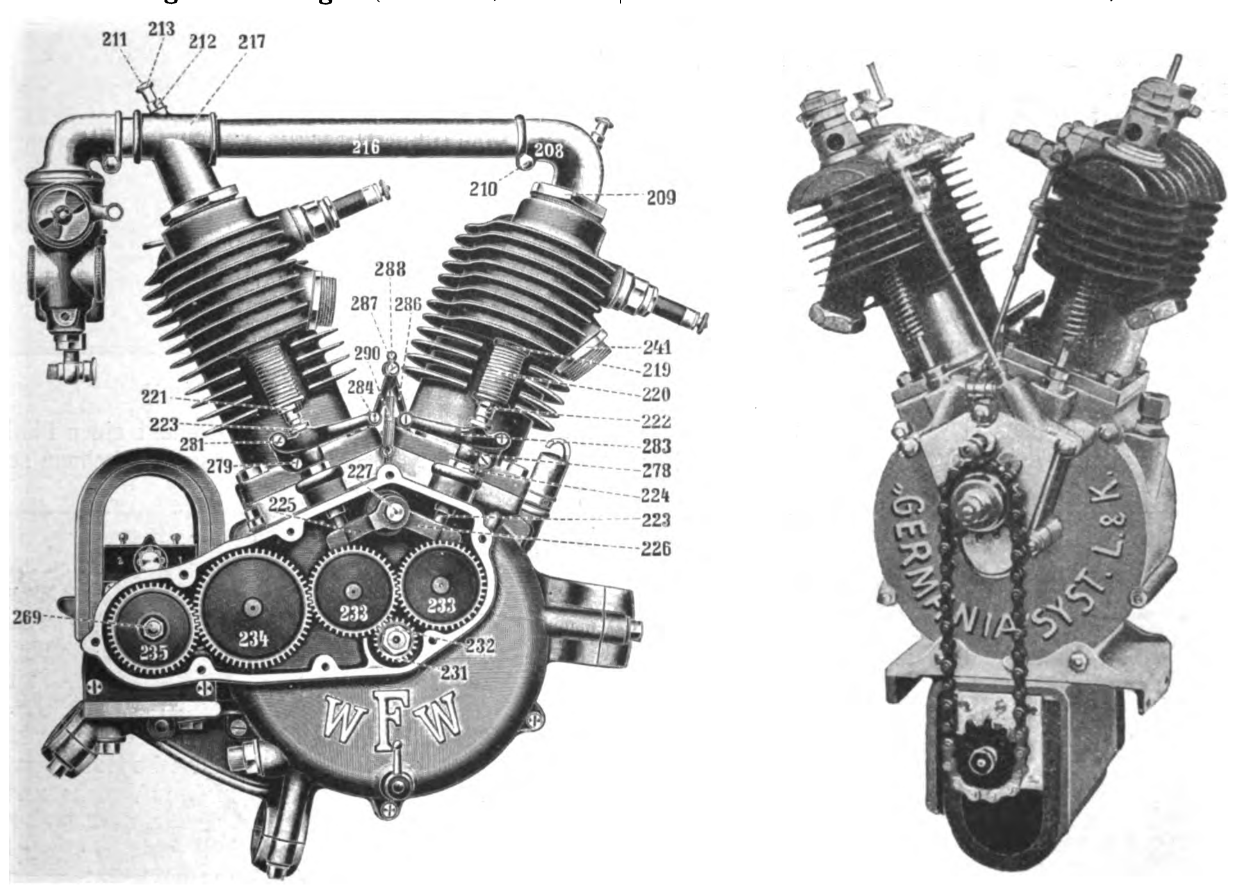


Fig. 53. Zweizylinder-Motor zum Zweirad Fig. 13 S. 277 der Wanderer-Fahrradwerke von Winklhofer & Jänicke.

Fig. 54. Zweizylinder-Motor zum Zweirad Fig. 16 S. 278 von Seidel & Naumann.

Fig. 53 zeigt einen solchen Zweizylindermotor der *Wanderer-Fahrradwerke*, der in Stärken von 4 und 5 PS gebaut wird. Seine Konstruktion ist in bezug auf Ausführung des Motorgehäuses, der Kolbenstangen samt Kolben, sowie der Räderübertragung nach dem Zündapparat fast dieselbe, wie die des Einzylindermotors (Fig. 43). Von diesem weicht sie in der Hauptsache nur durch die Anordnung zweier Zylinder und der selbsttätigen Ansaugventile — die *über* den Auspuffventilen liegen — ab. Die Ansaugventile sind aus dem bei Fig. 13, S. 277, erwähnten Grunde nicht gesteuert. Das Ansaugen geht bei diesen Ventilen durch die Saugwirkung des niedergehenden Kolbens vor sich, und zwar abwechselnd in einem der beiden Zylinder nach je zwei Kolbenhube, wobei das Gas durch Ansaugrohr *216* (Fig. 53) solange in den jeweiligen

zweite Nockenzahnrad *233* eingreift. Die Auspuffventile gleiten in Führungshülsen *219* und werden durch Federn *220* mit Gegendruckscheiben *221* und Splint *222* auf ihre Sitze gedrückt. Durch die Ventilstifte *223*, die in den Führungshülsen *224* gelagert sind, werden die Ventile mittels dem in *227* drehbaren Doppelhebel *225* und *226* angehoben, sobald die Nocken der Zahnräder *233* unter den bei Fig. 43 erwähnten Rollen des Doppelhebels *225* und *226* hinweggleiten.

Die Zündung ist ebenfalls magnet-elektrisch. Der Zündapparat besitzt doppelte Magnete und der Unterbrecherring für den Abreisskontakt ist mit zwei Einkerbungen versehen, deren Lage einander gegenüber von der Geraden genau soviel abweicht, als der Winkel zwischen den beiden Zylindern beträgt. Dadurch wird Vor- und Nachzündung

für beide Zylinder genau gleichmässig reguliert. Der Apparat besitzt ferner zwei Kohlenhalter, von welchen je ein Kabel zu den Zündkerzen führt.

Die Kraftübertragung auf die Schwungräder erfolgt im Gegensatz zum Motor Fig. 43 bei *jeder* Umdrehung derselben, ergibt also im gewissen Sinne eine Arbeitsweise des Motors im Zweitakt, da nach je zwei Bewegungen des Kolbens der eine von beiden einen Arbeitshub ausführt. Die beiden Kolbenstangen umschliessen mit ihren unteren Augen nebeneinander die gemeinsame Kurbelachse und sind auf dieser so angebracht, dass die eine Kolbenstange auf der verlängerten Bronzebüchse der anderen gelagert ist.

Das Anheben der Auspuffventile erfolgt durch die um den Punkt *281* drehbar gelagerten Hebel *283*, und zwar gleichzeitig dadurch, dass an diese Hebel bei *284* kleine Hebel *286* angelenkt sind, die ihren gemeinsamen Drehpunkt in *288* haben. Die Betätigung erfolgt von der Lenkstange aus mittels Zughebels und Drahtseilzug (Fig. 13). Letzterer ist längs des Lenkstangenarmes, des Steuer- und unteren Rahmenrohres geführt, und an dem Auge *287* befestigt. Durch die Zugfeder *290* werden die Ventilheber abwärts gezogen.

Dass es nicht zu den Unmöglichkeiten gehört, auch die Ansaugventile zu steuern, zeigt Fig. 54 an einem $3^1/_2$ PS.-Zweizylinder-Motor, System *Laurin & Klement.*

Fig. 55 bis 57 zeigen den vierzylindrigen Motor von 3 PS der *Fabrique Nationale.* Auch bei ihm arbeiten die Ansaugventile *a* selbsttätig, während die Auspuffventile *b* durch die Steuerwelle *17* mittels der Nocken *22* betätigt werden. Letztere sind so versetzt, dass sie mittels der Hebel *c*, die in *e* ihren Drehpunkt haben, die Ventilstifte *d* und somit die Ventile *b* nacheinander anheben.

Der Antrieb der Steuerwelle *17* geschieht mittels der Zahnräder *18*, *19*, *20* (Fig. 57), von denen letzteres auf der Kurbelwelle *12*, ersteres dagegen auf der Steuerwelle *17* sitzt. Da nun zwei Umdrehungen der Kurbelwelle einer Umdrehung der Steuerwelle entsprechen müssen, so hat das Zahnrad *20* der Kurbelwelle siebzehn Zähne, das Rad *18* der Steuerwelle dagegen vierunddreissig. Das ganze Getriebe ist zwischen dem Kurbelgehäuse und dem Deckel gelagert. Die Kurbelwelle ist vierfach gekröpft und ruht in fünf Lagern, von denen sich je eins zwischen je zwei Zylindern befindet, so dass die Geradeführung der Welle gesichert ist. Der vordere Teil der Welle betätigt durch das Zahnrad *20* die Zündungsvorrichtung, während ihr hinterer, aus dem Gehäuse hervorragender Teil, das Schwungrad *200* trägt.

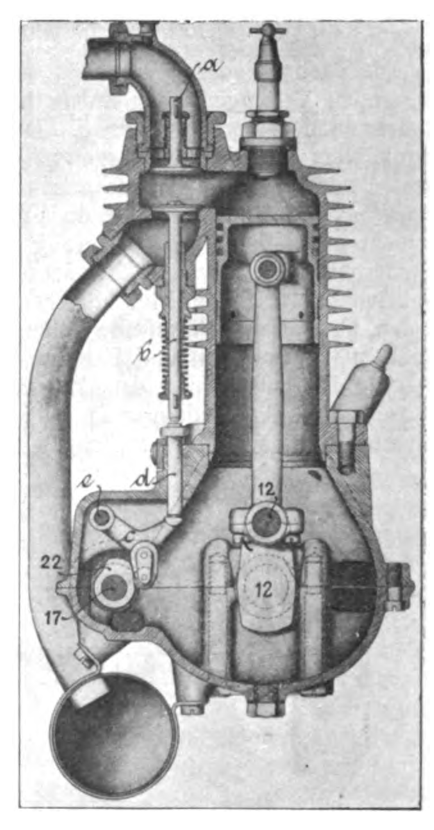
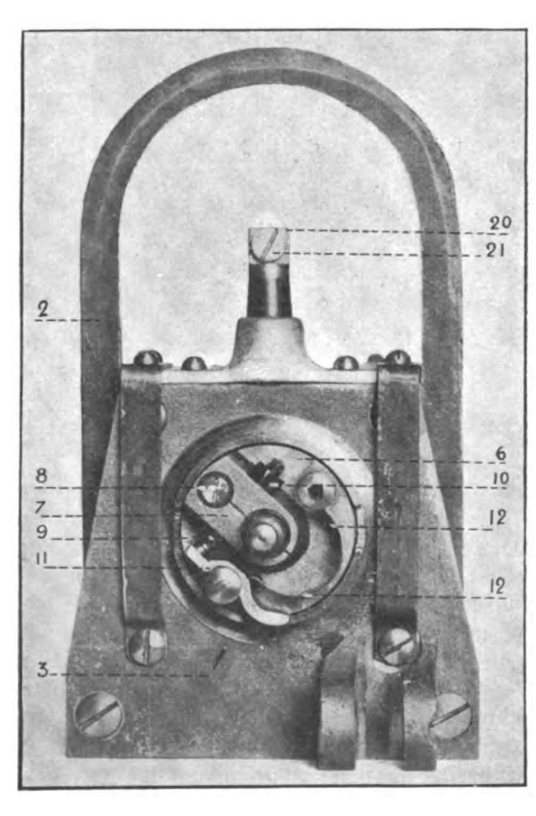


Fig. 55.

Der am vorderen Teil des Kurbelgehäuses befindliche Magnetapparat besitzt ein Zahnrädchen *21* und wird, wie erwähnt, vermittels des Zahnrädchens *20* angetrieben. Wie Fig. 58 zeigt, sitzt das Kontaktstück *7* auf der Achse des Ankers und trägt als Kontakt einen Platinstift, während der zweite Kontakt (Platinstift) auf einem schwingenden Doppelhebel *11* sitzt und durch eine Feder auf den Platinstift des Kontaktstückes gedrückt wird. Der Ring *13* (Fig. 59 und 60), der innen zwei Erhöhungen *15*



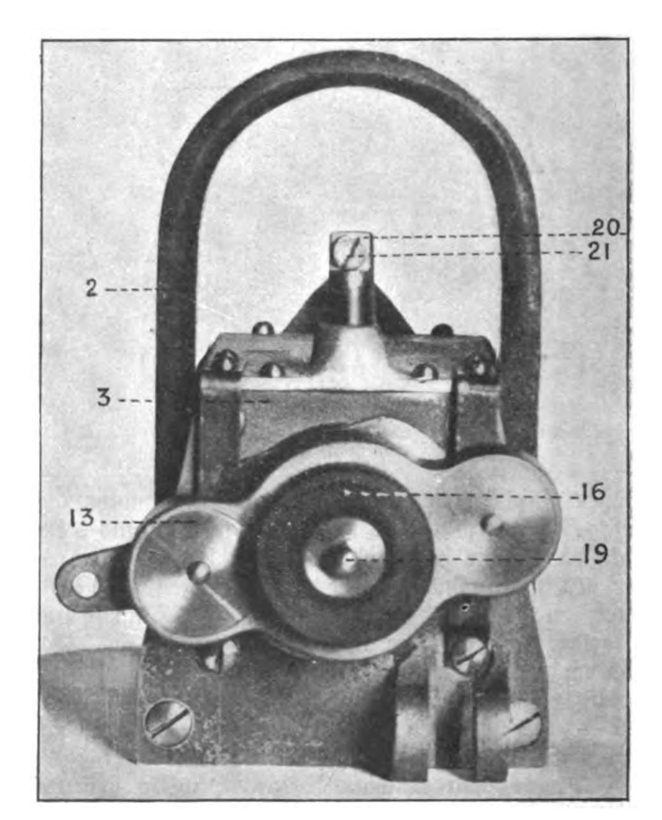


Fig. 58. Magnetapparat zum Motor der Fabrique Nationale. Fig. 59.

aufweist, sowie der Deckel *16* schliessen die Unterbrechervorrichtung ab.

legt, und der Funke nimmt seinen Weg durch die Kohlenbürste *17*, die Feder *16*, die Mitte des Deckels und die

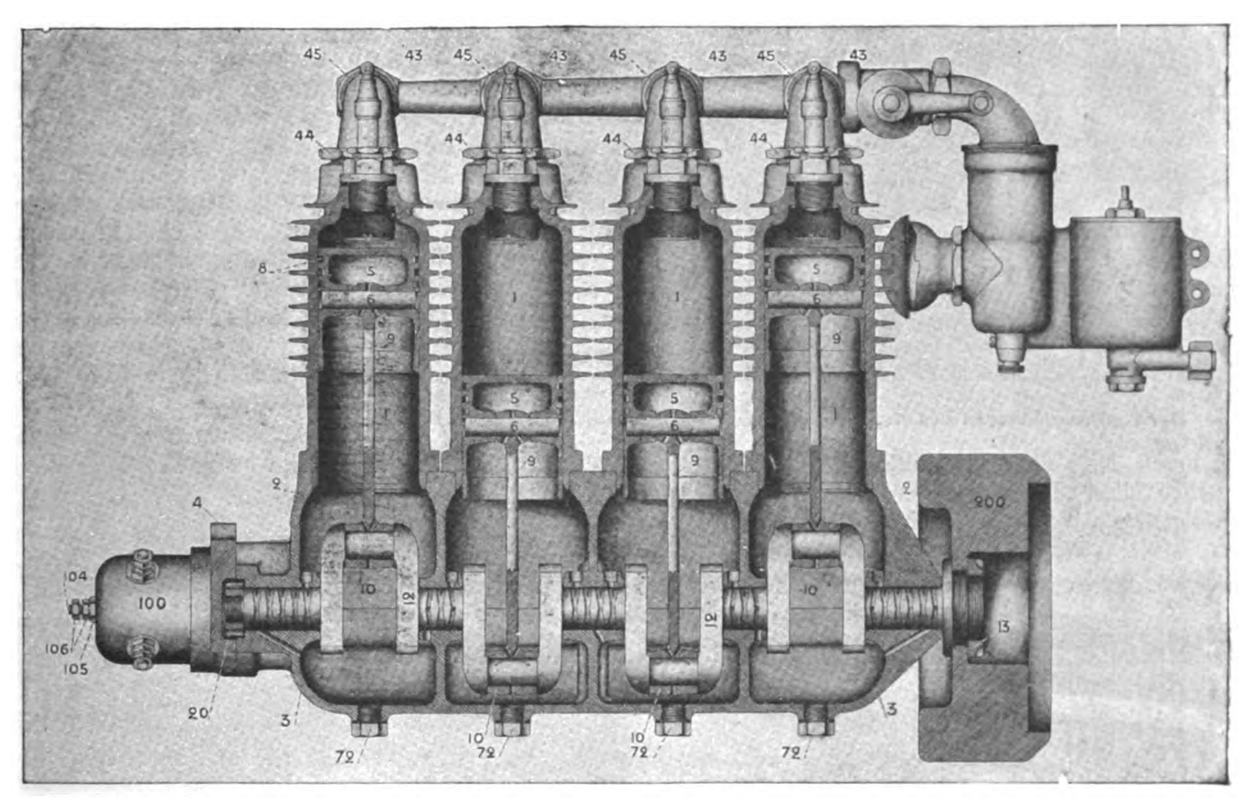


Fig 56.

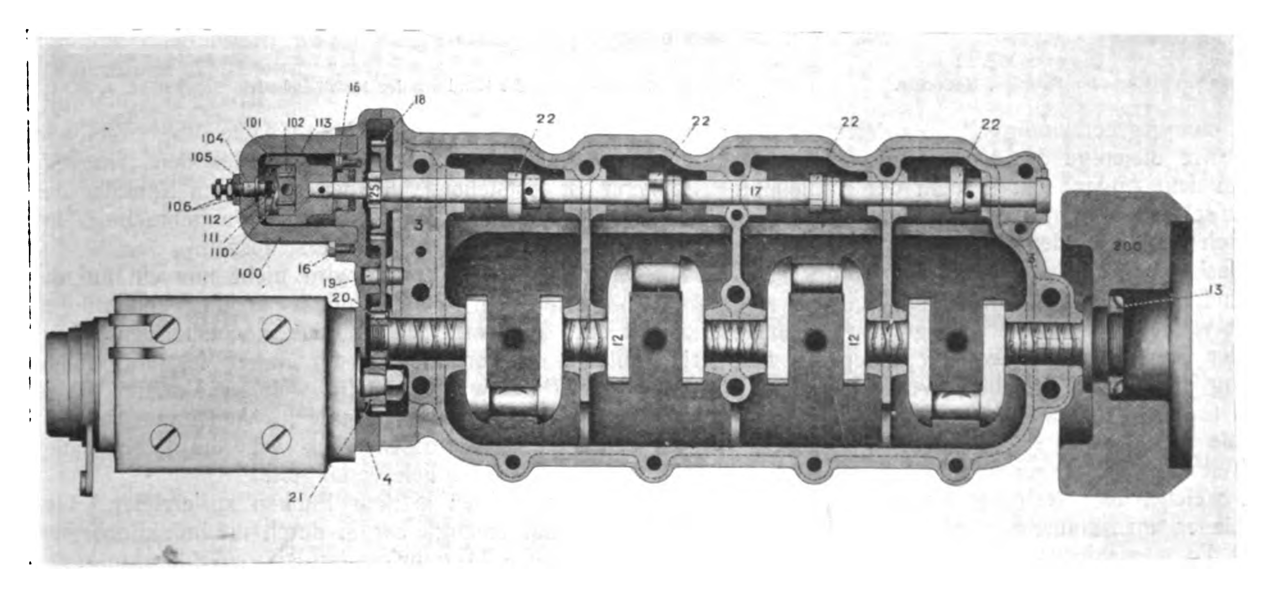


Fig. 57.

Fig. 55–57 Vierzylinder-Motor zum Motorzweirad Fig. 17 S. 278 der Fabrique Nationale.

Während sich der Unterbrecher dreht, sind die beiden Platinstifte in Bewegung. Sobald aber der Hebelarm eine der Erhöhungen des Ringes trifft, wird er abgedrückt, und die Platinstifte trennen sich so lange, bis der Hebelarm über die Erhöhungen hinweggeglitten ist, wonach sie sofort wieder gegeneinander gedrückt werden.

Da der Ring zwei Erhöhungen besitzt, so werden bei jeder Umdrehung zwei Funken erzeugt, und somit kommen vier Funken auf zwei Umdrehungen des Motors. Die Funken werden von dem Stromverteiler auf die verschiedenen Zylinder verteilt. Sie treten am Ende der isolierten Achse des Magneten auf.

Der Deckel *16* trägt in seinem Inneren eine federnde Kohlenbürste *17*, welche sich gegen das Ende der Achse

äussere Feder zum Kohlenhalter *19*, von wo er mittels Kabels zum Verteiler geführt wird.

Dieser ist aus isolierendem Material hergestellt und auf dem aus dem Zahnradgetriebe hervorragenden Ende der Daumenwelle *17* (Fig. 57 und 61) vernietet. In einer Vertiefung ist mittels zweier Schrauben *113* die Messingscheibe *102* angebracht. Sie trägt die Feder *110* mit Kohlenplättchen *112*. In den Kohlenstifthalter und die Messingscheibe ist diametral ein Kanal gebohrt, welcher den Kohlenstift *108* und seine Feder *109* (Fig. 62) aufnimmt. Die Verteilerglocke *100* trägt in der Mitte den Kontakt *104*. Rechtwinklig zur Achse sind ferner in Abständen von 90 ° vier seitliche isolierte Kontakte *103* angebracht. Die Verteilerglocke bedeckt den Kohlenstift-

halter; er ist in eine Rinne des Kurbelgehäuses aufgesetzt und durch eine seitliche Schraube gesichert.

Das vom Magneten kommende Kabel ist an den mittleren Kontakt angeschlossen. Die Funken pflanzen

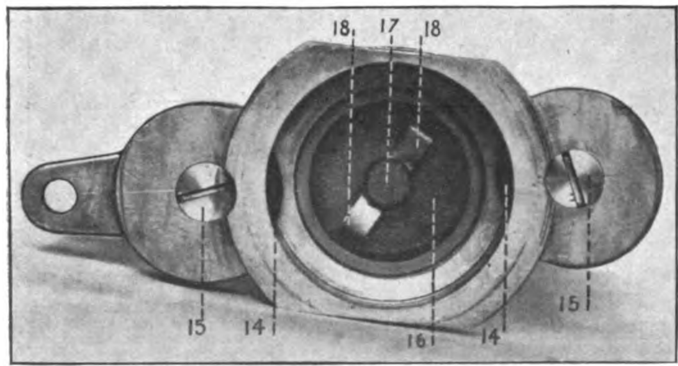


Fig. 60. Verschlusskapsel zum Magnetapparat Fig. 58 und 59.

sich durch das Kabel, den mittleren Kontakt, das Kohlenplättchen, die Feder, die Messingscheibe und den Kohlenstift fort.

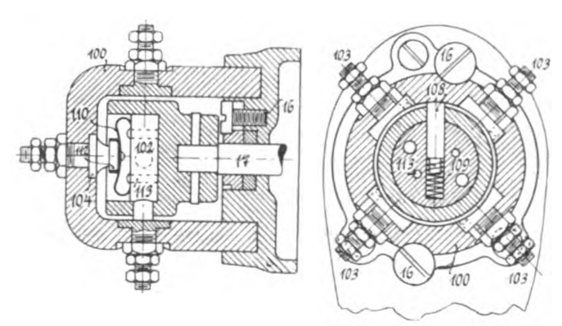
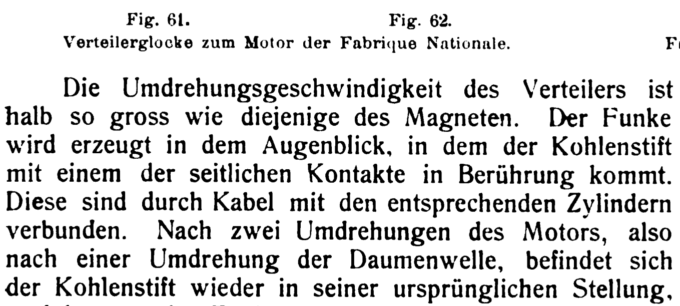


Fig. 61. Fig. 62.
Verteilerglocke zum Motor der Fabrique Nationale.

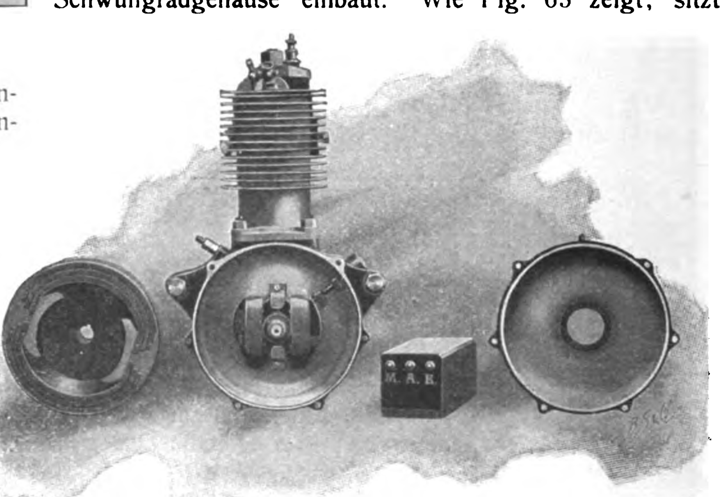


Die Umdrehungsgeschwindigkeit des Verteilers ist halb so gross wie diejenige des Magneten. Der Funke wird erzeugt in dem Augenblick, in dem der Kohlenstift mit einem der seitlichen Kontakte in Berührung kommt. Diese sind durch Kabel mit den entsprechenden Zylindern verbunden. Nach zwei Umdrehungen des Motors, also nach einer Umdrehung der Daumenwelle, befindet sich der Kohlenstift wieder in seiner ursprünglichen Stellung, nachdem er vier Funken an die Zylinder abgegeben hat.

Die Oelung des Motors geschieht vermittels der an der rechten Seite des Oelreservoirs befindlichen Schmiervorrichtung, die das Oel durch Rohre in den vorderen und hinteren Teil des Motors verteilt (s. Fig. 17 S. 278).

Das Oel, welches das Bestreben hat, sich am Boden des Kurbelgehäuses anzusammeln, wird von den Kurbeln der Welle in die verschiedenen Zylinder geschleudert. Es fliesst an den Zylinder- und Gehäusewandungen herab in die oberhalb der Wellenlager befindlichen Schmiertöpfe und von hier aus in die Schmiernuten der Wellenzapfen. Seitlich aus diesen austretend, fliesst es dann in das Kurbelgehäuse zurück und beginnt den beschriebenen Kreislauf von neuem. Der Motor entwickelt bei 1800 Umdrehungen nominell 3 PS.

Bei all den bisher gezeigten Motoren — ausser der Vierzylinder-Type von *Dürkopp* Fig. 20 S. 280 — wird der Zündapparat entweder durch Zahnräder oder Kette von der Motorachse aus angetrieben. Dieses hat jedoch den Nachteil, dass sich die Kette nach einiger Zeit streckt oder die Zahnräder nützen sich ab. In beiden Fällen tritt eine Verschiebung des Zündzeitpunktes ein. Diesem Uebelstand sucht nun die *Metall-Industrie Schönebeck A.-G.* in Schönebeck a. E. dadurch zu beseitigen, dass sie den magnet-elektrischen Zündapparat unmittelbar in das Schwungradgehäuse einbaut. Wie Fig. 63 zeigt, sitzt



a b c d
Fig. 63. Magnet-elektrische Zündung der Metall-Industrie Schönebeck a. E.

der als zweites Schwungrad ausgebildete Magnetkranz *a* auf der Kurbelwelle und dreht sich um den Anker *b*. Letzterer ist feststehend in einer getrennten Kammer des Kurbelgehäuses öldicht und staubsicher angebracht. Das Ganze ist durch die Kappe *d* verschlossen.

Durch diese Anordnung wird nicht nur ein auf die Dauer feststehender Zündzeitpunkt erzielt, sondern es kommt auch das tote Gewicht, das die bisherigen Apparate bilden, in Fortfall; da der Anker feststeht, fallen Schleifkontakte usw. fort. Ein weiterer Vorzug dieses Apparates ist, dass Beschädigungen, Verschmutzen, Verrosten usw. ausgeschlossen sind, was die Lebensdauer des Apparates beträchtlich verlängert.

Um den nötigen starken Funken zu erzielen, wird der im Apparat erzeugte Strom durch die Induktionsspule *c* auf Hochspannung transformiert. (Schluss folgt.)

Zusammenhang zwischen Kohlensäuregehalt und Abgangstemperatur der Kesselgase.

Von **A. Dosch.**

Der Verlust durch die abziehenden Gase ist im allgemeinen der grösste Wärmeverlust, welcher bei der Wärmeerzeugung eintritt. Mit für die Praxis genügender Genauigkeit berechnet er sich aus der Gleichung

$$q_v = \varepsilon \cdot \frac{T - t}{K_v} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 1)$$ [1]

worin T die Temperatur der abziehenden Gase, t die Kesselhaustemperatur, K_v den Gehalt der Gase an Kohlensäure, sowie ε einen Koeffizienten, welcher für Steinkohlen im Mittel zu 0,66 anzunehmen ist, bedeutet.

Wie aus der Gleichung ersichtlich, muss, um diesen Wärmeverlust zu ermitteln, sowohl die Abgangstemperatur als auch der Kohlensäuregehalt der Gase bekannt sein. Letzterer wirkt nun insofern auf den Abgasverlust, als

[1] s. D. p. J. 1902, **317**, S. 794.

dieser mit zunehmendem CO_2-Gehalte ab, mit abnehmendem zunimmt. Es wird nun die Frage entstehen, wie sich denn die Verhältnisse stellen, wenn an einer vorhandenen Feuerungs- und Kesselanlage der Kohlensäuregehalt sich verändert, ohne dass auch gleichzeitig die gesamte Wärmeerzeugung sich verändern soll. Man ist bei weniger genauen Betrachtung geneigt, anzunehmen, die Abgangstemperatur T verändere sich mit dem Kohlensäuregehalt nur verhältnismässig wenig, so dass man sie als ziemlich gleichbleibend voraussetzen könne, gleichviel welcher Kohlensäuregehalt festgestellt wird — alles gültig für die gleiche Anlage und die gleiche Wärmeerzeugung. Unter dieser Voraussetzung wird auch meist der Wärmegewinn berechnet, der durch einen höheren Kohlensäuregehalt eintritt. Beträgt z. B. der Wärmeunterschied $T - t = 250^0$ und der Kohlensäuregehalt einmal 9 v. H., das andere Mal 13 v. H., so ist nach dieser Voraussetzung der Abwärmeverlust das erste Mal $0{,}66 \frac{250}{9} = 18{,}3$ v. H., das zweite Mal $0{,}66 \frac{250}{13} = 12{,}7$ v. H., mithin der Wärmegewinn durch den höheren Kohlensäuregehalt $18{,}3 - 12{,}7 = 5{,}6$ v. H. des Heizwertes.

Nun ist aber zu bedenken, dass sich mit dem Kohlensäuregehalt gleichzeitig auch die Temperatur im Feuerraum verändert und zwar derart, dass sie mit höher werdenden CO_2-Gehalte ansteigt, mit niedrigerer werdenden fällt. Die Annahme liegt daher nahe, dass mit zunehmender Verbrennungstemperatur auch die Abgangstemperatur zunimmt. Hierbei ist jedoch zu beachten, dass das entstehende Gasvolumen um so kleiner wird, je höher der Kohlensäuregehalt wird, und umgekehrt. Daher ist zu ermitteln, inwieweit beide Bedingungen Einfluss auf die Abgangstemperatur gewinnen.

Die Verbrennungstemperatur bezw. die Temperatur im Feuerraume bestimmt sich zu:

$$T_1 = \eta_1 \cdot \frac{H_w}{G_v \cdot c} + t \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 2)$$

wenn dem Kesselinhalte keine strahlende Wärme zugute kommt, oder aber, falls dies zutreffend ist, zu:

$$T_1 = \eta_1 \cdot \frac{(1 - \sigma) \cdot H_w}{G_v \cdot c} + t \quad . \quad . \quad 2a)$$

wenn bezeichnet:

T_1 die Temperatur im Feuerraume,

η_1 den Wirkungsgrad der Feuerung (etwa anzunehmen zu 0,9),

H_w den Heizwert des Brennstoffes für 1 kg, oder allgemein den Heizwert, der dem Gasvolumen G_v entspricht,

c die spezifische Wärme der Gase für 1 cbm der Gase bei der Temperatur T_1, sowie

σ der Betrag der strahlenden Wärme, welcher dem Kesselinhalte zugute kam (ausgestrahlte Wärme durch auf dem Roste erzeugte Wärme).

Um das Gasvolumen G_v für irgend einen Fall genau zu ermitteln, würde die Kenntnis der Zusammensetzung des Brennstoffes erforderlich sein. Mit für die Praxis genügender Genauigkeit berechnet sich aber das Gasvolumen aus der Gleichung

$$G_v = \varepsilon' \cdot H_w \cdot \varphi \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 3)$$[2]

worin bezeichnet: H_w die von einer bestimmten Brennstoffmenge wirklich erzeugte Wärmemenge, φ das Verhältnis der in die Verbrennung eingetretenen zu der theoretisch erforderlich gewesenen Luftmenge sowie ε' einen Koeffizienten, der für Steinkohlen zu 0,0011, für Braunkohlen zu 0,00104 angenommen werden kann. Wird dieser Wert in die Gleichungen 2) und 2a) eingeführt, so ergibt sich

$$T_1 = t + \eta_1 \cdot \frac{H_w}{\varepsilon' \cdot H_w \cdot \varphi \cdot c} = \eta_1 \cdot \frac{1}{\varepsilon' \cdot \varphi \cdot c} + t \quad . \quad 4)$$

ohne Berücksichtigung strahlender Wärme, oder

$$T_1 = t + \eta_1 \cdot \frac{(1 - \sigma) \cdot H_w}{\varepsilon' \cdot H_w \cdot \varphi \cdot c} = \eta_1 \cdot \frac{1 - \sigma}{\varepsilon' \cdot \varphi \cdot c} + t \quad 4a)$$

mit Berücksichtigung derselben.

Es ist nun einerseits die von den Gasen abgegebene Wärmemenge gleich der von dem Kesselinhalte aufgenommenen Wärme, so dass man die Beziehung hat

$$H \cdot G_v (T_1 - T) \cdot c = H \cdot k \cdot \vartheta_m$$

wenn ausser den genannten Grössen bedeutet:

H die Heizfläche des Kessels,

k den Uebergangskoeffizient für 1^0 Temperaturunterschied und 1 qm Heizfläche in der Stunde,

ϑ_m den mittleren Temperaturunterschied zwischen Gasen und Kesselwasser, sowie

G_v für diesen Fall das für 1 qm Kesselheizfläche entstehende Gasvolumen.

Alsdann ist

$$G_v (T_1 - T) \cdot c = k \vartheta_m \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 5)$$

Die Temperatur des Kesselwassers kann man an allen Stellen als nahezu konstant annehmen; wird sie mit t_w bezeichnet, dann ergibt sich der mittlere Temperaturunterschied ϑ_m zu:

$$\vartheta_m = \frac{T_1 - T}{\ln \frac{T_1 - t_w}{T - t_w}}$$

Wird dieser Wert in Gleichung 5) eingeführt, so ergibt sich

$$G_v \cdot c = \frac{k}{\ln \frac{T_1 - t_w}{T - t_w}}$$

woraus sich die Abgangstemperatur der Gase ergibt zu

$$T = t_w + \frac{T_1 - t_w}{e^{\frac{k}{G_v \cdot c}}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 6)$$

oder mit dem Werte von G_v aus Gleichung 3)

$$T = t_w + \frac{T_1 - t_w}{e^{\frac{k}{\varepsilon' \cdot H_w \cdot \varphi \cdot c}}} \quad . \quad . \quad 6a)$$

worin H_w wiederum die auf 1 qm Heizfläche entfallende, auf dem Roste erzeugte Wärmemenge darstellt.

Nimmt man nun an, dass die Kesselleistung normal bleibt, sich also während längerer Zeit nicht verändern soll, so ist auch die auf dem Roste und damit die auf 1 qm Heizfläche entfallende Wärmemenge dieselbe, gleichviel, mit welchem Luftüberschusse die Verbrennung stattfindet. Da das Gasvolumen von dem Luftüberschusse und der erzeugten Wärmemenge beeinflusst ist, letztere aber für einen gewissen Fall unverändert bleiben soll, so ist das Gasvolumen nur noch von dem Luftüberschusse beeinflusst.

Ist allgemein D_1 die Kesselanstrengung, d. h. die stündlich von 1 qm Heizfläche erzeugte Dampfmenge von 637 WE, so sind von 1 qm Kesselheizfläche $D_1 \cdot 637$ WE stündlich aufgenommen. Bezeichnet weiter η den Kesselwirkungsgrad und gehen an Wärme durch Russ, unverbrannte Gase und unverbrannte Teile in der Asche 5 v. H. verloren — eine Wärmemenge, die also nicht erzeugt

[2]) Vergl. des Verfassers Aufsatz in der Zeitschrift des österreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereins 1905, H. 1.

wurde — so ist für 1 qm Kesselheizfläche eine Wärmemenge zu erzeugen von

$$\frac{D_1 \,.\, 637}{\eta + 0{,}05}$$

die auf 1 qm Kesselheizfläche auf dem Roste zu erzeugende Wärmemenge beträgt somit im Hinblick auf die Gleichung 3)

$$G_v = \varepsilon' \,.\, \frac{D_1 \,.\, 637}{\eta + 0{,}05} \,.\, \varphi \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 7)$$

Ist der Kessel nun z. B. normal mit 15 kg Dampf für 1 qm Heizfläche und Stunde angestrengt, und beträgt einmal der Kohlensäuregehalt der Gase 9 v. H. ($\varphi = 2$), das andere Mal 13 v. H. ($\varphi = 1{,}4$), so würde sich folgendes ergeben, wenn Steinkohlen verbrannt wurden und der Wirkungsgrad des Kessels $\eta = 0{,}7$ angenommen werden kann:

Das Gasvolumen, das auf 1 qm Kesselheizfläche entfällt, ergibt sich nach Gleichung 7)

für $\varphi = 2$ zu:

$$G_v = 0{,}0011 \,.\, \frac{15 \,.\, 637}{0{,}7 + 0{,}05} \,.\, 2{,}0 = 28 \text{ cbm},$$

für $\varphi = 1{,}4$ zu:

$$G_v = 0{,}0011 \,.\, \frac{15 \,.\, 637}{0{,}7 + 0{,}05} \,.\, 1{,}4 = 19{,}6 \text{ cbm}.$$

Hierbei ist allerdings stillschweigend vorausgesetzt, dass der Wirkungsgrad für beide Fälle derselbe wäre. In Wirklichkeit trifft dies nicht zu, denn schon aus dem Umstande, dass für $\varphi = 1{,}4$ ($K_v = 13$) ein geringeres Gasvolumen entweicht, ist zu folgern, dass der Wirkungsgrad für letzteren Fall ein höherer ist. Nach Gleichung 1) entweichen bei ihm mindestens 5 v. H. an Wärme weniger, falls die Temperatur der Abgase gleich geblieben wäre. Mithin ist das Gasvolumen für $\varphi = 1{,}4$ jedenfalls mit grösserer Annäherung an den wirklichen Wert

$$G_v = 0{,}0011 \,.\, \frac{15 \,.\, 637}{0{,}75 + 0{,}05} \,.\, 1{,}4 = 18{,}4 \text{ cbm}$$

für 1 qm Heizfläche, d. h. also, indem man den Wirkungsgrad um 5 v. H. höher annimmt.

Mit den berechneten Gasvolumen für $\varphi = 2$ und 1,4 können nun weiter die Verbrennungstemperaturen bestimmt werden, sobald die spezifische Wärme c der Gase bekannt ist. Diese wechselt mit der Temperatur T_1 und der Zusammensetzung der Gase; der Einfluss der letzteren könnte mit grosser Annäherung unschwer ermittelt werden; hingegen müsste erstere streng genommen in Gleichung 2) bezw. 2a) unter c eingeführt werden. Für unsere Ermittlungen können die spezifischen Wärmen[3]) für $\varphi = 2$ zu 0,35, für φ 1,4 zu 0,37, wenn strahlende Wärme dem Kessel nicht zugute kommt, und für $\varphi = 2$ zu 0,34, für $\varphi = 1{,}4$ zu 0,36, wenn dies der Fall ist, angenommen werden. Betrachtet man zunächst den Fall, dass die Feuerung als Vorfeuerung ausgeführt sei, also strahlende Wärme für den Kessel nicht in Frage kommt, so ergeben sich die Temperaturen im Verbrennungsraum nach Gleichung 4) für Steinkohlen:

für $\varphi = 2$:

$$T_1 = 0{,}9 \,.\, \frac{1}{0{,}0011 \,.\, 2 \,.\, 0{,}35} + 20 = 1190^0,$$

für $\varphi = 1{,}4$:

$$T_1 = 0{,}9 \,.\, \frac{1}{0{,}0011 \,.\, 1{,}4 \,.\, 0{,}37} + 20 = 1600^0.$$

Mit diesen Anfangstemperaturen und den oben berechneten Gasvolumen 28 und 18,4 cbm ergeben sich die Abgangstemperaturen der Gase, wenn der Durchgangskoeffizient $k = 20$ und die Wassertemperatur $= 180^0$ angenommen wird, nach Gleichung 6)

für $\varphi = 2$ zu:

$$T = 180 + \frac{1190 - 180}{e^{\frac{20}{28 \,.\, 0{,}35}}} = 311^0,$$

für $\varphi = 1{,}4$ zu:

$$T = 180 + \frac{1600 - 180}{e^{\frac{20}{18{,}4 \,.\, 0{,}37}}} = 180 + 70{,}5 = \backsim 251^0.$$

Der Verlust durch die Abgase beträgt dann nach Gleichung 1)

$$\text{für } \varphi = 2 \quad q_v = \frac{311 - 20}{9} \,.\, 0{,}66 = 21{,}3 \text{ v. H.},$$

$$\text{für } \varphi = 1{,}4 \quad q_v = \frac{251 - 20}{13} \,.\, 0{,}66 = 11{,}7 \text{ v. H.}$$

Der Unterschied in den Wärmeverlusten ergibt also nicht nur 5,6 v. H. zugunsten des höheren Kohlensäuregehaltes, wie dies bei Voraussetzung gleicher Abgangstemperatur der Gase eintreten würde, sondern in Wirklichkeit 21,3 — 11,7 = 9,6 v. H., um welchen Betrag also bei dem höheren Kohlensäuregehalte an Wärme weniger verloren geht, als bei dem niedrigeren.

Es wird nun weiter interessieren, wie sich die Verhältnisse stellen, wenn der Kessel strahlende Wärme erhält, also die Verbrennungstemperatur niedriger wird. Wird, unter Beibehaltung der gegebenen Werte, das Strahlungsvermögen zu 0,2 angenommen, so ergeben sich zunächst die Temperaturen im Feuerraume nach Gleichung 4a)

für $\varphi = 2{,}0$

$$T_1 = 0{,}9 \,.\, \frac{1 - 0{,}2}{0{,}0011 \,.\, 2 \,.\, 0{,}34} + 20 = 982^0,$$

für $\varphi = 1{,}4$

$$T_1 = 0{,}9 \,.\, \frac{1 - 0{,}2}{0{,}0011 \,.\, 1{,}4 \,.\, 0{,}36} + 20 = 1318^0.$$

Mit diesen Verbrennungstemperaturen und den berechneten Gasvolumen (28 und 18,4 cbm) ergeben sich die Abgangstemperaturen mit $k = 20$, zu:

für $\varphi = 2$

$$T = 180 + \frac{982 - 180}{e^{\frac{20}{28 \,.\, 0{,}34}}} = 180 + 98 = 278^0,$$

für $\varphi = 1{,}4$

$$T = 180 + \frac{1380 - 180}{e^{\frac{20}{18{,}4 \,.\, 0{,}36}}} = 180 + 55{,}6 = \backsim 236^0.$$

Der Verlust durch die Abgase beträgt dann nach Gleichung 1)

$$\text{für } \varphi = 2 \quad q_v = 0{,}66 \,.\, \frac{278 - 20}{9} = 18{,}9 \text{ v. H.},$$

$$\text{für } \varphi = 1{,}4 \quad q_v = 0{,}66 \,.\, \frac{236 - 20}{13} = 11{,}0 \text{ v. H.}$$

Der Unterschied in den Wärmeverlusten beträgt zugunsten des höheren Kohlensäuregehaltes 18,9 — 11,0 = 7,9 v. H. Dieser Wärmegewinn ist zwar kleiner als derjenige bei Anwendung von Vorfeuerung, jedoch immer noch grösser als der, wie er sich unter Voraussetzung gleicher Abgangstemperaturen ergeben würde, da er dann nur 5,6 v. H., also um 7,9 — 5,6 = 2,3 v. H. weniger betrug.

Wenn auch die berechneten Werte der Abgangstemperaturen keine absolut genauen sind, so ergibt sich aus ihnen doch hinlänglich, dass der Wert eines hohen

[3]) Vergl. hierüber: Dr. *K. Schreber*, D. p. J. 1904, **319**, S. 152.

Kohlensäuregehaltes noch grösser ist, als man für gewöhnlich annimmt, indem man gleiche Abgangstemperaturen voraussetzt.

Dies gilt vorerst nur für gewöhnliche bezw. normale Kesselanstrengung und es fragt sich nun, ob dies auch für höhere Kesselanstrengung zutreffend ist. Zur Beantwortung dieser Frage sei angenommen, der Kessel sei statt mit 15 mit 25 kg Dampf stündlich beansprucht.

Mit der Kesselanstrengung ändert sich im allgemeinen auch der Wirkungsgrad und der Uebergangskoeffizient. Ersterer ist für eine Kesselanstrengung von 25 kg f. d. qm Heizfläche und Stunde zu etwa 0,64 für den niedrigen Kohlensäuregehalt (9 v. H.) und zu etwa 0,69 für den höheren anzunehmen, während der Uebergangswert k zu etwa 23 angenommen werden kann.

Zunächst ergibt sich das Gasvolumen, welches auf 1 qm Kesselheizfläche entfällt, nach Gleichung 7)

für $\varphi = 2$, zu

$$G_v = 0{,}0011 \cdot \frac{25 \cdot 637}{0{,}64 + 0{,}05} \cdot 2{,}0 = 50{,}8 \text{ cbm},$$

für $\varphi = 1{,}4$, zu

$$G_v = 0{,}0011 \cdot \frac{25 \cdot 637}{0{,}69 + 0{,}05} \cdot 1{,}4 = 33{,}1 \text{ cbm}.$$

Die Temperaturen im Feuerraume werden durch die Gasvolumen nicht verändert und betragen daher

1. wenn keine strahlende Wärme an den Kessel abgegeben wird:

für $\varphi = 2$,

$$T_1 = 0{,}9 \cdot \frac{1}{0{,}0011 \cdot 2 \cdot 0{,}35} + 20 = 1190^0,$$

für $\varphi = 1{,}4$,

$$T_1 = 0{,}9 \cdot \frac{1}{0{,}0011 \cdot 1{,}4 \cdot 0{,}37} + 20 = 1600^0;$$

2. wenn die strahlende Wärme zu 0,2 angenommen wird:

für $\varphi = 2$,

$$T_1 = 0{,}9 \cdot \frac{1 - 0{,}2}{0{,}0011 \cdot 2 \cdot 0{,}34} + 20 = 982^0,$$

für $\varphi = 1{,}4$,

$$T_1 = 0{,}9 \cdot \frac{1 - 0{,}2}{0{,}0011 \cdot 1{,}4 \cdot 0{,}36} + 20 = 1318^0.$$

Weiter betragen die Abgangstemperaturen T nach Gleichung 4) bezw, 4a)

1. wenn keine strahlende Wärme an den Kessel abgegeben wird:

für $\varphi = 2$,

$$T = 180 + \frac{1190 - 180}{e^{\frac{23}{50{,}8 \cdot 0{,}35}}} = 180 + 277 = 457^0,$$

für $\varphi = 1{,}4$,

$$T = 180 + \frac{1600 - 180}{e^{\frac{23}{33{,}1 \cdot 0{,}37}}} = 180 + 217 = 397^0;$$

2. wenn der Betrag der strahlenden Wärme zu 0,2 angenommen wird:

für $\varphi = 2$,

$$T = 180 + \frac{982 - 180}{e^{\frac{23}{50{,}8 \cdot 0{,}34}}} = 180 + 212 = 392^0,$$

für $\varphi = 1{,}4$,

$$T = 180 + \frac{1318 - 180}{e^{\frac{23}{33{,}1 \cdot 0{,}36}}} = 180 + 165 = 345^0.$$

Der Wärmeverlust durch die Abgase ergibt sich hieraus nach Gleichung 1).

1. wenn keine strahlende Wärme an den Kessel abgegeben wurde:

$$\text{für } \varphi = 2, \quad q_v = 0{,}66 \cdot \frac{457 - 20}{9} = 32 \quad \text{v. H.},$$

$$\text{für } \varphi = 1{,}4, \; q_v = 0{,}66 \cdot \frac{397 - 20}{13} = 18{,}8 \text{ v. H.}$$

Der Wärmegewinn für den höheren Kohlensäuregehalt würde hier also sogar 32,0 — 18,8 = 13,2 v. H. betragen, gegenüber 5,6 v. H. unter Annahme gleicher Abgangstemperatur.

2. wenn strahlende Wärme an den Kessel abgegeben wird, ergeben sich die Wärmeverluste

$$\text{für } \varphi = 2{,}0, \; q_v = 0{,}66 \cdot \frac{392 - 20}{9} = 27{,}3 \text{ v. H.},$$

$$\text{für } \varphi = 1{,}4, \; q_v = 0{,}66 \cdot \frac{345 - 20}{13} = 16{,}5 \text{ v. H.}$$

Der Unterschied der Wärmeverluste beträgt demnach zugunsten des höheren Kohlensäuregehaltes 27,3 — 16,5 = 10,8 v. H. Es ergibt sich also hieraus, dass der Unterschied in den Wärmeverlusten noch beträchtlicher wird, wenn der Kessel höher angestrengt wird, als normal und dass auch hier gilt, was bereits oben gesagt wurde: dass nämlich der Wert eines hohen Kohlensäuregehaltes in Wirklichkeit noch grösser ist, als dies für gewöhnlich angenommen wird, indem unveränderliche Abgangstemperaturen vorausgesetzt werden.

Die ermittelten Abgangstemperaturen sind allerdings keine strengen Werte, da ja das Gasvolumen G_v sich mit dem Kesselwirkungsgrade verändert, dieser aber wieder von der Abgangstemperatur abhängt. Will man die Werte genauer ermitteln, als es hier geschehen ist, so kommt man am schnellsten zum Ziele durch Näherungsrechnung, indem man die mit einem angenommenen Kesselwirkungsgrade ermittelte Temperatur in Gleichung 1) einsetzt und hieraus den Verlust durch die Abgase berechnet, womit sich, da man alle übrigen Wärmeverluste als ziemlich konstant ansehen kann, ein verbesserter Kesselwirkungsgrad ergibt. Mit diesem berechnet man auf Grund der Gleichung 7) ein neues Gasvolumen und mit diesem wiederum eine neue Abgangstemperatur.

Z. B. ergibt sich für normale Kesselanstrengung unter Voraussetzung eines Kohlensäuregehaltes von 13 v. H. bezw. einem Wirkungsgrade von 0,75 ein Gasvolumen von 18,4 cbm und mit diesem eine Abgangstemperatur von 251^0, wie oben ermittelt war. Unter Zugrundelegung derselben ergibt sich ein Kesselwirkungsgrad von 0,78, hieraus wieder ein Gasvolumen von 17,7 cbm und mit Benutzung dieses letzteren eine Abgangstemperatur von 247^0. Der hieraus ermittelte Kesselwirkungsgrad beträgt 0,785, das Gasvolumen 17,92 cbm und die Abgangstemperatur 246,1^0. Weitere Ermittlungen haben an sich für praktische Zwecke keinen Wert mehr, denn es ergibt sich der Kesselwirkungsgrad bei weiterem Verfolg der Rechnung zu 0,7852, das Gasvolumen zu 17,61 cbm und die Abgangstemperatur zu 245,96^0. Für praktische Zwecke war, wie ersichtlich, sogar die gemachte Annahme mit $\eta = 0{,}75$ zulässig, denn der Unterschied gegen den wirklichen Wert betrug 5^0 oder $\frac{0{,}66}{13} \cdot (251 - 246) = 0{,}25$ v. H. des Heizwertes der Kohle.

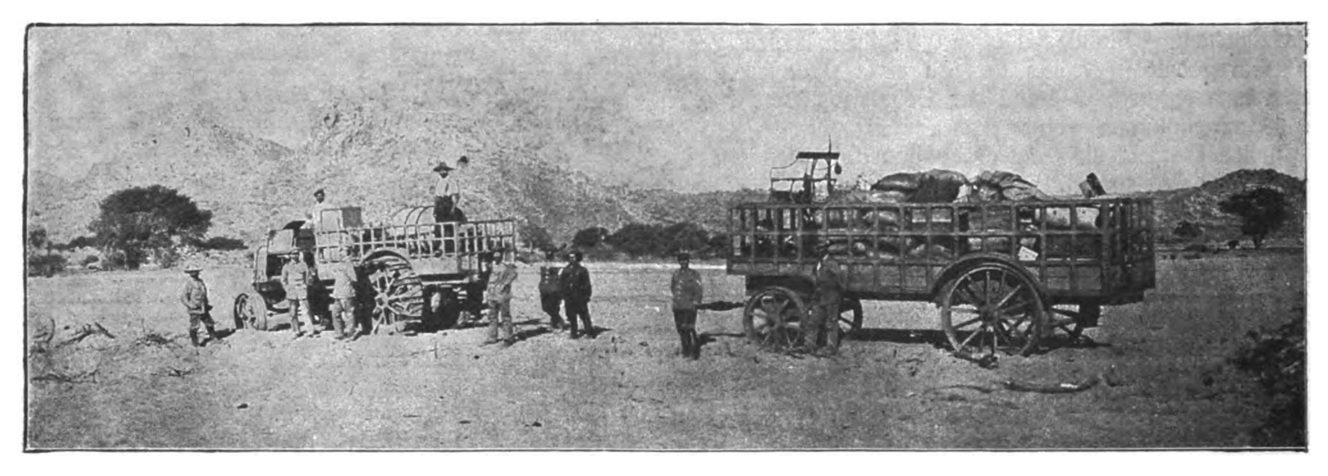
(Schluss folgt.)

Kleinere Mitteilungen.

Automobillastzug.

Der in D. p. J. 1904, Bd. **319**, S. 511 erwähnte Automobillastzug, bestehend aus Vorspannmaschine mit Spiritusbetrieb und zwei Anhängewagen, ist nunmehr zusammen mit zwei ähnlich gebauten anderen Fahrzeugen in Südwestafrika in Tätigkeit. Er befördert von *Swakopmund* aus Waren aller Art 300—500 km weit in das Innere des Landes, zum Teil über sehr schwieriges Gelände, über lange Sandstrecken, durch tiefe Taleinschnitte und Wasserläufe. Nach bisherigen Angaben werden täglich 40—50 km Weg zurückgelegt.

Das beistehende Bild ist auf einer Sandstrecke aufgenommen; der Vorspannwagen ist vorausgefahren und zieht einen Anhängewagen mit einem Drahtseil nach. Besonders bemerkenswert sind die Radverbreiterungen an der Maschine, die aus aufgesetzten etwa 1 m langen U-Eisen bestehen.



Automobillastzug der Neuen Automobil-Gesellschaft m. b. H., Berlin, in Südwestafrika.

Bücherschau.

Die technische Mechanik. Von *P. Stephan.* Erster Teil: Mechanik starrer Körper. Leipzig und Berlin, 1904. B. G. Teubner.

Dieses Lehrbuch ist in erster Linie für die Schüler der preussischen höheren Maschinenbauschulen geschrieben. Was an Lehrbüchern über technische Mechanik vorliegt, ist entweder für technische Hochschulen bestimmt und setzt die Kenntnis der höheren Analysis voraus oder berücksichtigt vorzugsweise bautechnische Anwendungen. So bestand die Aufgabe des Verfassers darin, aus dem grossen sonst behandelten Stoff das auszuwählen, was für Maschinentechniker wichtig ist und elementar behandelt werden kann, und hauptsächlich die Anwendung der Lehrsätze auf maschinentechnische Beispiele zu zeigen. Diese Aufgabe hat der Verfasser in gelungener Weise gelöst. Die Lehrsätze sind in einfacher klarer Sprache vorgetragen und stets durch Zahlenbeispiele illustriert. In letzterer Hinsicht kann auch ein Studierender einer technischen Hochschule, der sich in die Anfangsgründe der technischen Mechanik einarbeiten und sich durch Lösen von Zahlenbeispielen üben will, manchen Nutzen ziehen. In den Zahlenbeispielen, unter denen zahlreiche dem Gebiet der Maschinenelemente und Hebezeuge entnommen sind, liegt für die Schüler der Hauptwert des Buches; mit der technischen Anwendung und der konkreten Zahl haben sie ja späterhin stets zu tun. Erfahrungskoeffizienten sind in reichlicher Menge zu finden, Quellenangabe wäre hier sehr erwünscht. Erzwungen elementare Ableitungen sind vermieden. Als Beispiel einer hübschen elementaren Ableitung sei die in Anlehnung von *E. Mach* gegebene Herleitung der Schwingungsdauer eines Pendels hervorgehoben. Etwas freigebig mit Ableitungen dagegen ist der Verfasser in den Abschnitten über die Ermittlung von Schwerpunkten und Trägheitsmomenten. Ein Weniger würde dem Buch keinen Nachteil bringen, da das Verständnis für Mechanik, das anschauliche Erfassen der mechanischen Dinge durch Ableitungen vorwiegend mathematischer Art keine Förderung erfährt. Grössere Ausführlichkeit käme anderseits dem Schüler an manchen Stellen zu statten, wenn gezeigt werden soll, welche Kräfte an einem Punkt eines ruhenden oder bewegten Körpers wirken, wie der Punkt „freigemacht“ und wie nach Anbringung sämtlicher Kräfte die Gleichgewichtsbedingung angeschrieben wird. Das Buch kann den Lehrern und Schülern höherer Maschinenbauschulen und mittlerer technischer Lehranstalten warm empfohlen werden. *M. E.*

Mathematische Einführung in die Elektronentheorie. Von Dr. *A. H. Bucherer.* Leipzig, 1904. B. G. Teubner. 148 S.

Da der Mensch keinen besonderen Sinn für die elektrischen Erscheinungen hat, so hat die Erklärung derselben stets Schwierigkeiten gemacht. Nachdem die für die vielen Erscheinungen nicht ausreichende Hypothese von einem einzigen elektrischen Fluidum durch die jedenfalls schwerer vorstellbare Idee der beiden (+ und —) Fluiden verdrängt war, hat diese lange Jahre das Feld beherrscht, bis ihr durch *Maxwell* eine neue Hypothese entgegengestellt wurde, welche nicht nur alle Erscheinungen umfasste, sondern auch die Optik mit der Elektrizität in Verbindung brachte. Sitz aller elektrischen und optischen Erscheinungen war der Aether (Lichtäther), dessen Spannungs- und Bewegungsenergie die elektrischen und magnetischen Vorgänge bedingte. Jetzt ist diese Hypothese weiter entwickelt worden und hat sich dabei gewissermassen der ersten, der unitarischen Theorie genähert. Ausgehend von den Erscheinungen der Elektrolyse, welche zeigt, dass jedem Grammion eine ganz bestimmte Elektrizitätsmenge anhaftet, hat man diese, auf die nach der kinetischen Gashypothese berechnete Stoffmenge eines Atoms umgerechnet und substanzialisiert nun die Ladung eines solchen negativen Atoms unter dem Namen Elektron. Diese Elektronen sind aber von der Materie unabhängig, und je mehr Elektronen sich mit einem materiellen Atom verbinden, umsomehr verliert es die positiv elektrischen Eigenschaften und wird immer mehr negativ.

Im vorliegenden Buch entwickelt der Verfasser diese soeben nur in sehr groben Zügen dargestellte Elektronentheorie vollständig und zeigt ihre Konsequenzen auf den verschiedenen ihr zugänglichen Gebieten. In der Darstellung wird überall die vollständige Bekanntschaft mit der Vektoranalysis vorausgesetzt und die Resultate sind, dem Ziele des Buches entsprechend, in mathematischen Formeln gegeben. Der Inhalt des Buches lässt sich deshalb nicht gut in kurzen Worten wiedergeben.

Dr. *K. Schr.*

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.
86. Jahrg., Bd. 320, Heft 23. Berlin, 10. Juni 1905.
Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 80 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Das Eisenbahn- und Verkehrswesen auf der Weltausstellung in St. Louis 1904.

Von Professor **M. Buhle** und Dipl.-Ing. **W. Pfitzner,** Dresden.

(Fortsetzung von S. 341 d. Bd.)

3. *Die Lokomotiven von Rogers' Lokomotivfabrik.*

Die *von Rogers* [39]) ausgestellten fünf Lokomotiven, No. 27—31 in Zusammenstellung 1 auf S. 258 d. Bd., gehören ebenfalls alle den schwereren Typen an. Die in Fig. 71 dargestellte Atlantic-Maschine der *Illinois Central*

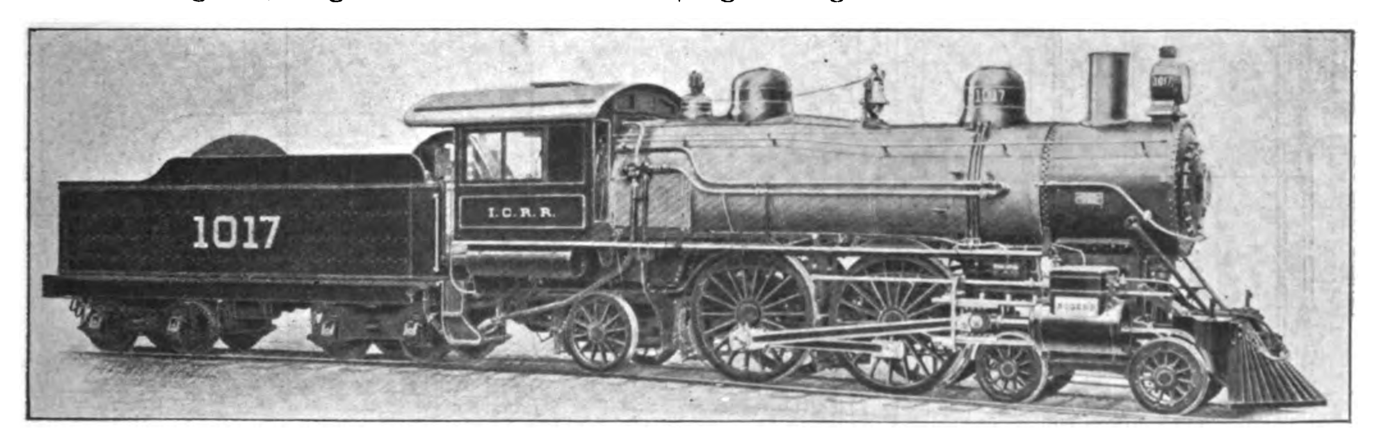


Fig. 71. $^2/_5$-gek. Personenzuglokomotive von Rogers.

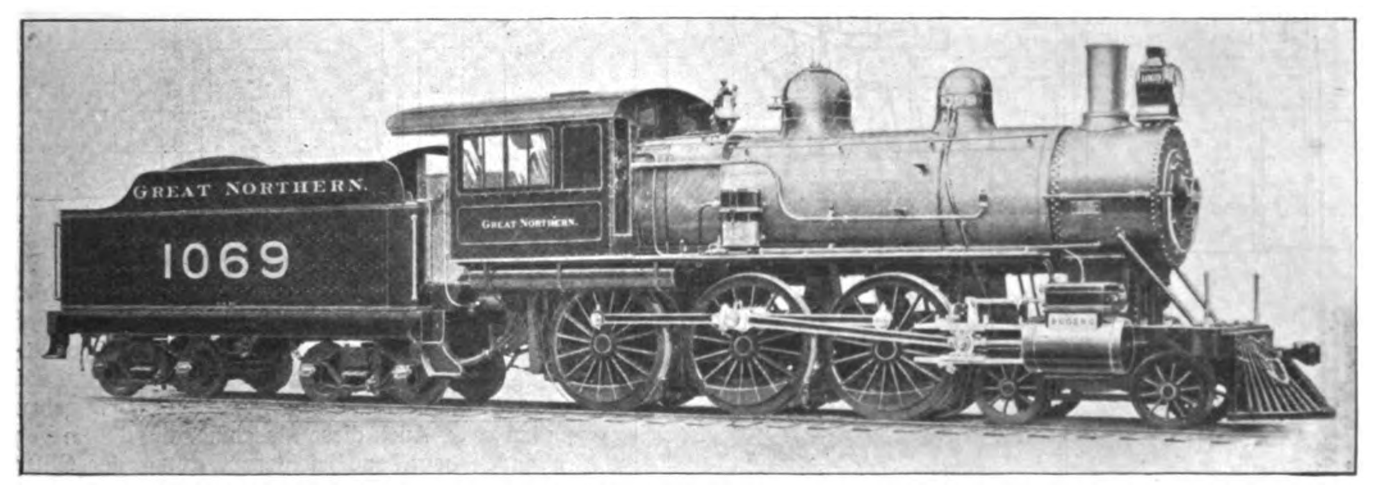


Fig. 72. $^3/_5$-gek. Personenzuglokomotive von Rogers.

R. R. (No. 27 der Zusammenstellung 1, S. 258 d. Bd.), ist normaler Bauart; die Zwillingsmaschine besitzt Flachschieber, die Steuerung nach *Stephenson* tritt zwischen den beiden Kuppelachsen mit dem üblichen doppelarmigen Hebel nach aussen, die sehr lange Schieberstange liegt infolgedessen vor dem ersten Treibrad. Die Maschine verkörpert den Typus der normalen, neueren Schnellzugmaschinen in den Vereinigten Staaten.

In Fig. 72—74 ist eine Personenzugmaschine für

[39]) Die *Rogers Locomotive Works* wurden 1831 in Paterson, New Jersey, von *Thomas Rogers* unter dem Namen „*Jefferson Works*" gegründet. 1832 traten die Herren *Morris Ketchum* und *Jasper Grosvenor* als Teilhaber in die Firma ein, deren Namen dann *Rogers, Ketchum & Grosvenor* lautete. Neben vielen andern Maschinen wurden vorzugsweise solche für die Textilindustrie gebaut. Im Jahre 1836 wurde der Lokomotivbau aufgenommen, 1837 wurde die erste, nicht ganz 10 t wiegende Lokomotive vollendet. Als dieser Fabrikationszweig später das Uebergewicht erlangte, nahm die Firma den heutigen Namen an.

Fig. 73.

Hügelland wiedergegeben, gebaut für die *Great Northern R. R.*, die sogenannte *Ten Wheeler Type* (Zusammenstellung 1, S. 258, No. 28.) Bei dieser Maschinenart liegt eine grosse Treibachse noch unter der Feuerbüchse; diese kann also nicht breit ausgeführt werden, sondern muss sich in den engen Rahmen hineinzwängen. Kessel und Feuerbüchse sind infolgedessen, wie Fig. 74 zeigt, erst über dem Rahmen erweitert; es ergibt sich die früher allgemein übliche Form, die für die Herstellung einige Unbequemlichkeiten mit sich bringt. Die Ausführung der Maschine usw. ist normal, die Steuerung ist mit dem üblichen Doppelhebel erst ganz vorn am Zylinder nach aussen geführt, wodurch sich die Einfügung eines Gelenkes in die Schieberstange notwendig machte.

Aus Fig. 73 ist zugleich die bei *Rogers* gebräuchliche Rahmenausbildung und Federung zu sehen. Der Rahmen ist bei allen diesen Maschinen als geradliniger Barrenrahmen durchgeführt; an der Stelle, wo sich die Feuerbüchse auf ihn aufstützt, (teils mit Gleitschuhen, teils mit Pendelstützen), ist

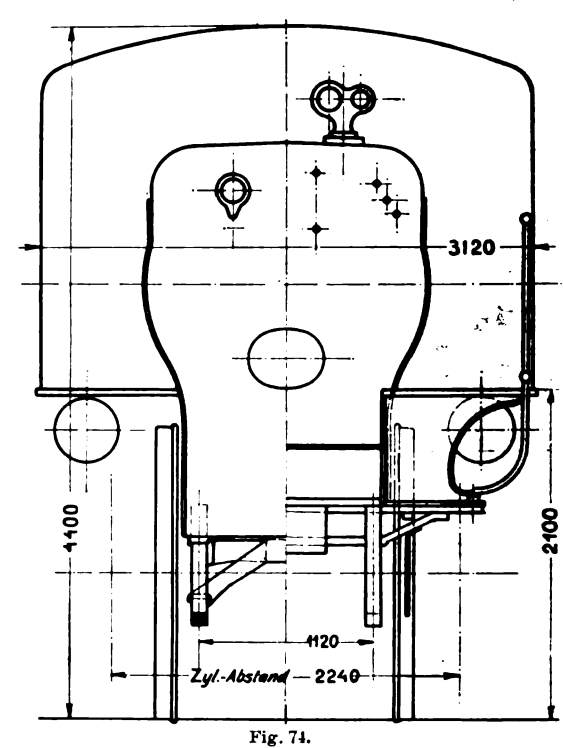


Fig. 74.

er gewöhnlich etwas nach unten eingezogen. Die Tragfedern sind meistens unter den Rahmen gelegt, nicht wie sonst zwischen die beiden Hauptträger.

In Fig. 75 ist eine leichtere Lokomotive vom *Mogul-Typus* wiedergegeben, die für die *St. Louis & South Western (Cotton Belt) R. R.* gebaut worden ist. Auch diese Maschine, die die im Verschwinden begriffene leichtere Gattung der Güterzuglokomotiven verkörpert, hat eine zwischen dem Rahmen liegende schmale Feuerbüchse, die sich nach oben bedeutend erweitert. Die Hauptabmessungen dieser Maschine sind unter No. 29 der Zusammenstellung 1, S. 258, zu finden.

Die Fig. 76 gibt schliesslich noch ein Bild der neuesten Bauart der Güterzugmaschinen von *Rogers*; es ist eine Konsolidation-Lokomotive der *Baltimore & Ohio R. R.* (zu Ehren des Präsidenten der Ausstellung, des Gouverneurs von Missouri, „*Governor Francis*“ genannt), die durch ihre saubere Ausführung recht bemerkenswert war. Bei dieser Maschine, die im allgemeinen der Bauart

der oben beschriebenen Güterzuglokomotive der *New York Central & H. R. R. R.* entspricht, liegt der Kessel mit Feuerbüchse vollständig über dem Rahmen und den Rädern, so dass also eine ungehinderte Ausdehnung aller

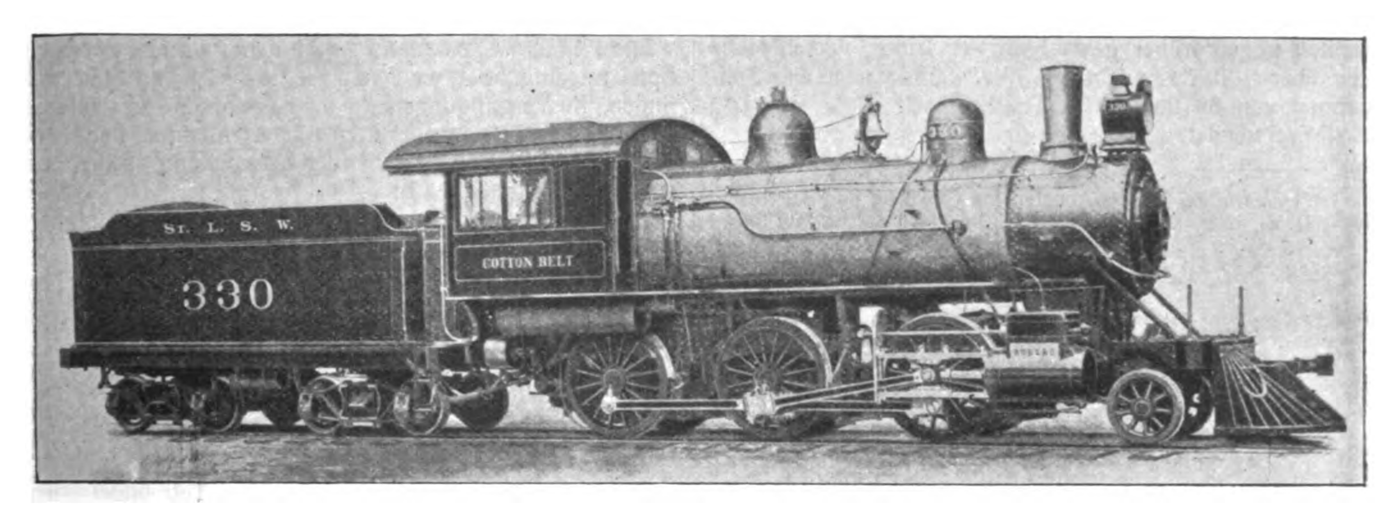


Fig. 75. 3/4-gek. Güterzuglokomotive von Rogers.

Abmessungen, namentlich in die Breite stattfinden kann. Bei der vorliegenden Maschine ist die Feuerbüchse ausserdem noch bedeutend überhöht (Zusammenstellung 1, S. 258, No. 31.)

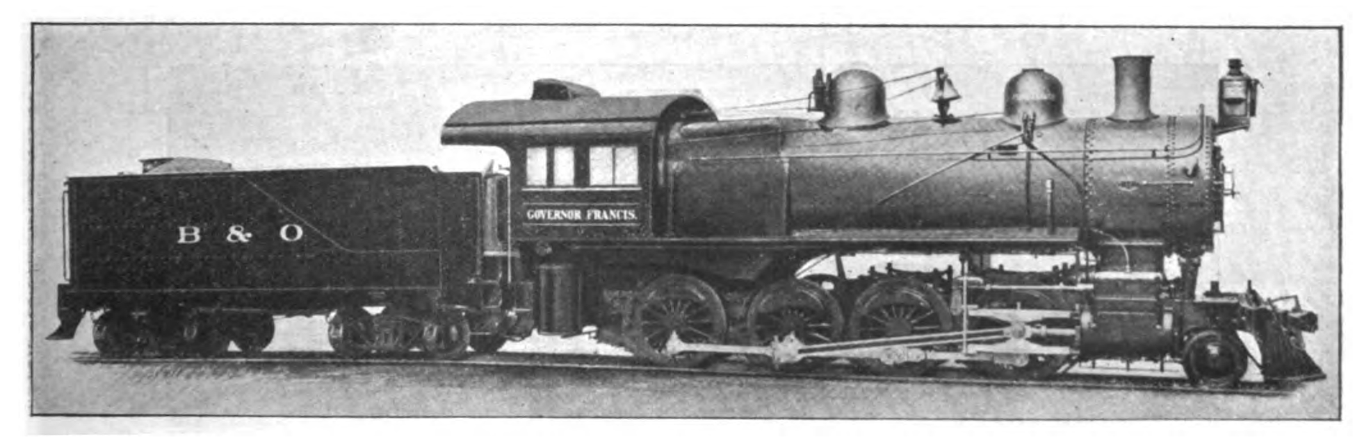


Fig. 76. 4/5 gek. Güterzuglokomotive von Rogers.

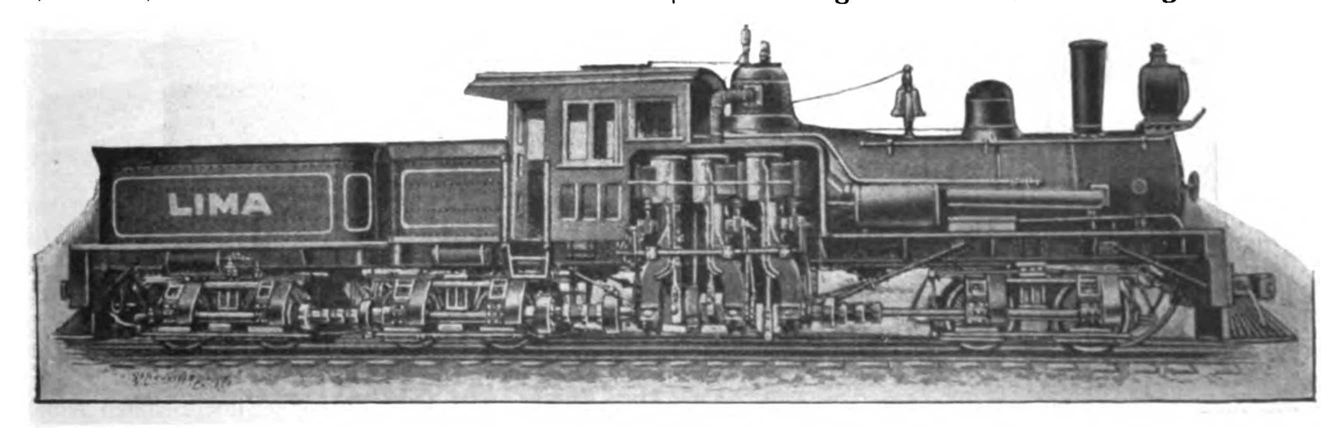


Fig. 77. Shay-Lokomotive der Lima Lokomotivfabrik.

4. *Die Shay-Lokomotive der Lima Locomotive & Machine Co.*

Nachdem im Vorhergehenden die zur Zeit wichtigsten Bauarten der amerikanischen Lokomotiven vorgeführt worden sind, erübrigt sich noch eine kurze Besprechung einer besonderen Bauart, die auf steilen Gebirgsstrecken vielfach Verwendung findet. Es ist dies die Bauart *Shay*, hergestellt in der *Lima Locomotive Fabrik*, Lima, Ohio. Die Maschine, von der Fig. 77 eine äussere Ansicht wiedergibt (Hauptabmessungen unter No. 34 in Zusammenstellung 1, S. 258 d. Bd.), stellt einen Versuch dar, bei grösster Kurvenbeweglichkeit das ganze Lokomotivgewicht als Reibungsgewicht auszunutzen. Sämtliche sechs Achsen, in drei Drehgestelle verteilt, werden angetrieben, durch eine an der Maschine längs laufende Welle mit Kegelrädern und Universalgelenken. Die Längswelle wird durch eine an der Seite des Kessels angebrachte dreizylindrige Dampfmaschine unmittelbar angetrieben; der Kessel selbst ist dabei etwas zur Seite gerückt, um für die Dampfmaschine genügend Platz zu lassen und das Gewicht mög-

lichst gleichmässig zu verteilen. Der Wassertender ist gelenkig mit dem Hauptfahrzeug verbunden, das seinerseits ganz einem langen Wagen mit Drehgestellen entspricht.

Die Konstruktion dieser Maschine (sie ist schon seit längerer Zeit bekannt, z. B. *Modern Locomotives*, [Railroad Gazette], 1898, S. 203), hat sich für die steilen, kurvenreichen Strecken in den Minenbezirken des Westens von Amerika als geeignet erwiesen; das Gewicht ist erheblich gegen früher gewachsen, es laufen verschiedene von über 100 t Gewicht.[40]) Sie werden noch auf Steigungen von 60 und 70 v. T., vereinzelt sogar von 100 v. T. verwendet.

[40]) *Nüscheler, Glasers* Annalen für Gewerbe und Bauwesen, 1904, II, S. 47 u. f.

Die ausgestellte Maschine, Fig. 77, war keine der grössten, sie wog nur 60 t, entwickelt aber bis gegen 12 000 kg Zugkraft. Die schwersten Maschinen dieser Art werden zu 150 t angegeben, wobei dann vier Drehgestelle Verwendung finden. Der kleinste zulässige Kurvenradius bei diesen Maschinen ist nur 30 bis 36 m.

Die in Zusamenstellung 1, S. 258, unter No. 35 erwähnte *Miniatur-Lokomotive*, darf nicht nur als technische Spielerei aufgefasst werden. Sie ist in vielen Städten zu finden, in Vergnügungsparks usw., woraus zu schliessen ist, dass sie regelrecht in grösseren Mengen hergestellt wird. Ihre Bedeutung auf der Ausstellung selbst war schon erwähnt (S. 243).

(Fortsetzung folgt.)

Ueber neuere Riemengetriebe.

Von **Rudolf Hundhausen**, Berlin-Halensee.

(Fortsetzung von S. 344 d. Bd.)

Die bisher erwähnten Anordnungen stellen nun alle *einfache* Riemengetriebe dar, wobei die Beweglichkeit des Elektromotors dazu benutzt wurde, besondere Spannrollen (Fig. 1 und 2) entbehrlich zu machen; sie sind deutlich zu unterscheiden in zwei Klassen, nämlich einerseits in die durch Fig. 3 und 11 verkörperte, wobei die Nachspannung des Riemens von Hand geschehen muss, andererseits in die durch die Fig. 4 bis 10 versinnlichten Anordnungen, wobei die Nachstellung selbsttätig durch das Gewicht des Motors bezw. durch Federn erfolgt.

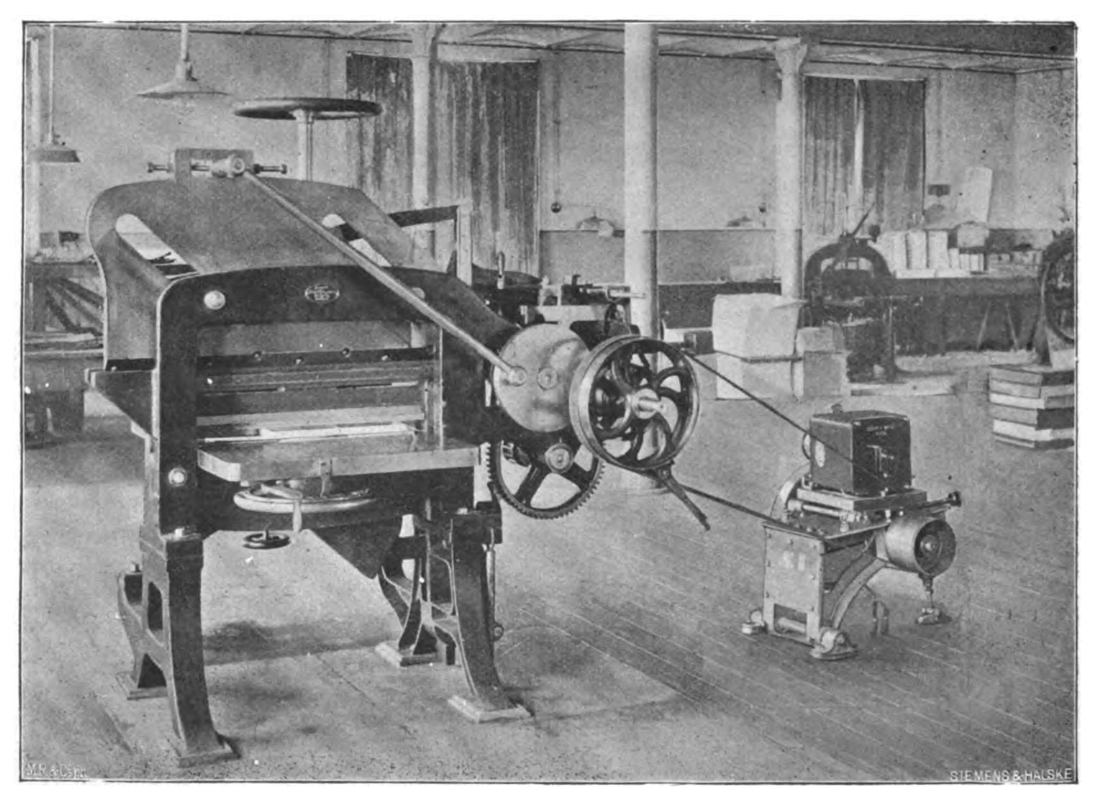


Fig. 13. Richter-Hoffmannsche Anordnung eines doppelten Riemen- und Reibräder-Vorgeleges zum elektrischen Antriebe einer Papierschneidemaschine.

Ein wesentlicher Fortschritt in der weiteren Entwicklung derartiger Getriebe wurde herbeigeführt durch die in Fig. 13 dargestellte Anordnung des elektrischen Antriebes einer Papierschneidemaschine. Hierbei wird die „Wippe“ aus den vorigen Fig. 4 bis 10 nicht mehr durch den Motor allein gebildet, sondern durch ein zusammengesetztes Getriebe, von dem der Motor nur einen Teil bildet; man könnte sagen durch eine *Wippe zweiter Ordnung:* der Motor wirkt nämlich vermöge seines Gewichtes und seiner gelenkigen Aufstellung primär auf die Anpressung der beiden Treibscheiben eines Reibrädergetriebes, und letzteres wiederum wirkt vermöge seines und des Motorgewichtes zusammengenommen und vermöge seiner gelenkigen Aufstellung sekundär auf die Anspannung des Riemens, welcher zur Arbeitsmaschine führt.

Wir haben es hier also mit einer interessanten Weiterbildung des den früheren Anordnungen zugrunde liegenden Gedankens zu tun. Derselbe stellt eine Erfindung dar, welche der Firma *Siemens & Halske* durch das deutsche Patent No. 66 984 vom 31. Mai 1892 geschützt und von ihren beiden Oberingenieuren *Richter* und *Hoffmann* gemeinschaftlich ausgebildet wurde.

Interessante praktische Beispiele sind noch in den folgenden Figuren dargestellt worden; so zeigt Fig. 14 zunächst ein Stosswerk mit elektrischem Antriebe, wobei umgekehrt wie im vorigen Falle die primäre Uebertragung vom Motor zum Vorgelege vermittels eines Riemens, die sekundäre Uebertragung dagegen vermittels eines Reib-

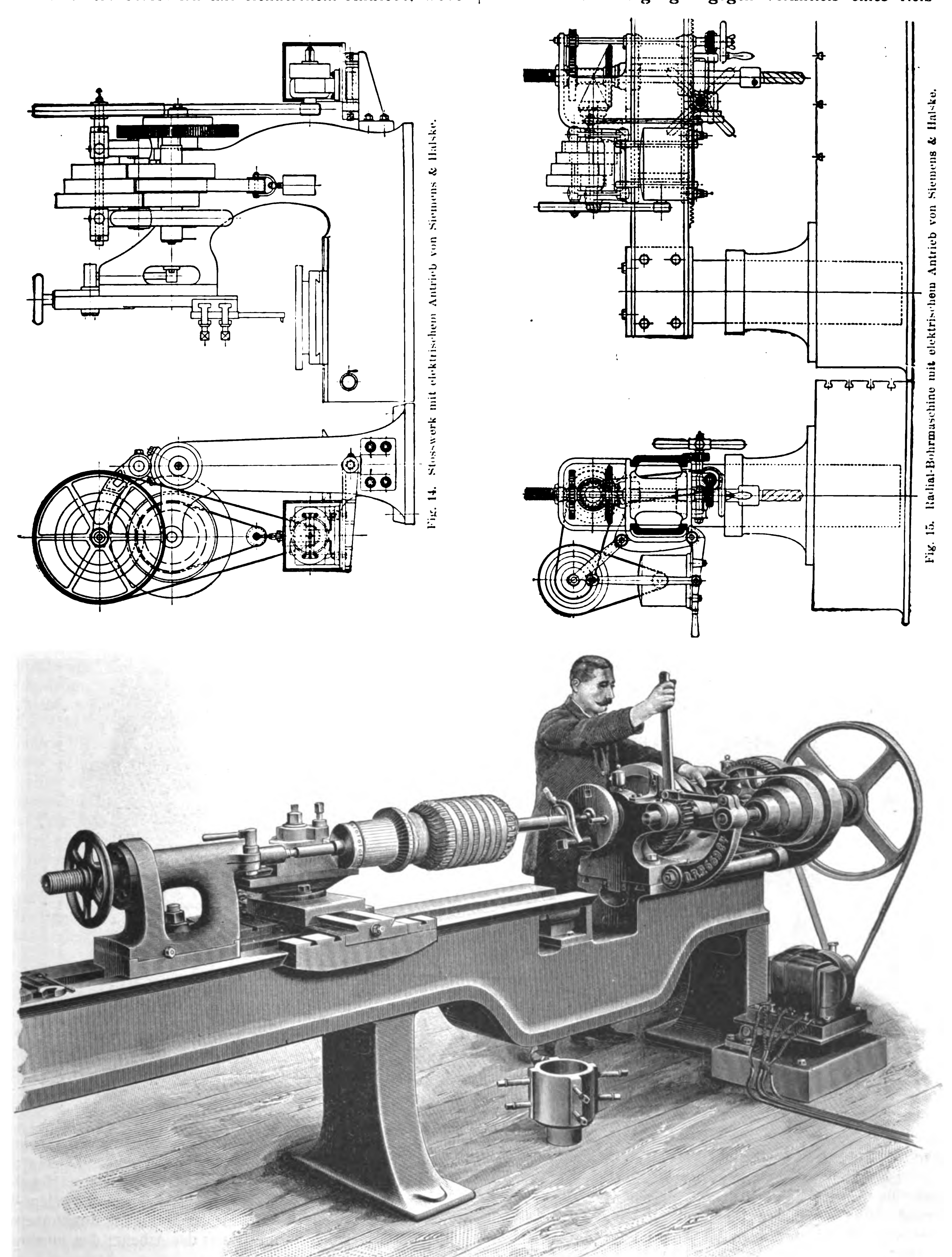


Fig. 14. Stosswerk mit elektrischem Antrieb von Siemens & Halske.

Fig. 15. Radial-Bohrmaschine mit elektrischem Antrieb von Siemens & Halske.

Fig. 16. Umlegen des Riemens zwischen den Stufenscheiben einer grossen Leitspindeldrehbank mit elektrischem Antriebe durch „Motor auf Wippe“ mit „pendelndem Vorgelege“.

rädergetriebes erfolgt. Das letztere ist übrigens insofern interessant, als dabei ein durch ein leichtes Gewicht straff gespannter Gummiriemen die Reibungsübertragung zwischen den beiden Stufenscheiben vermittelt; nach Anheben des Vorgeleges kann dieses Zwischenband auf eine andere Stufe der unteren Scheiben verlegt werden, um dann von der gegenüberstehenden Stufe der oberen Scheibe nach Niedersenkung des Vorgeleges mit entsprechend veränderter Geschwindigkeit angetrieben zu werden. Der pendelnd gelagerte Motor wird hierbei, in seinem Riemen hängend, leicht angehoben und wieder herabgelassen.

Eine ähnliche Anordnung zeigt der in Fig. 15 dargestellte Antrieb einer Radialbohrmaschine, wobei jedoch primäre *und* sekundäre Riemenübertragung erfolgt. Bemerkenswert ist auch hier die Anordnung zum Wechseln des Riemens zwischen den beiden Stufenscheiben. Der Motor wird durch einen unten an ihm befestigten Handgriff gehoben, und diese Bewegung wird durch eine Koppelstange, die an ihrem oberen Ende mit einem länglichen Auge versehen ist, auf das Vorgelege übertragen, so dass der von letzterem zur Antriebsachse der Bohrmaschine führende Riemen entspannt und leicht an eine andere Stelle der Stufenscheiben verlegt werden kann.

Wie dies geschieht, ist sehr anschaulich in Fig. 16 dargestellt, welche eine ähnliche Vorgelegeanordnung zum elektrischen Antriebe einer grossen Drehbank zeigt; mit der rechten Hand greift der Arbeiter an einen Hebel und zieht so vermittels einer Koppelstange den Vorgelegeträger heran, wobei gleichzeitig der Motor mit angehoben wird; mit der linken Hand erfasst der Arbeiter den kurzen

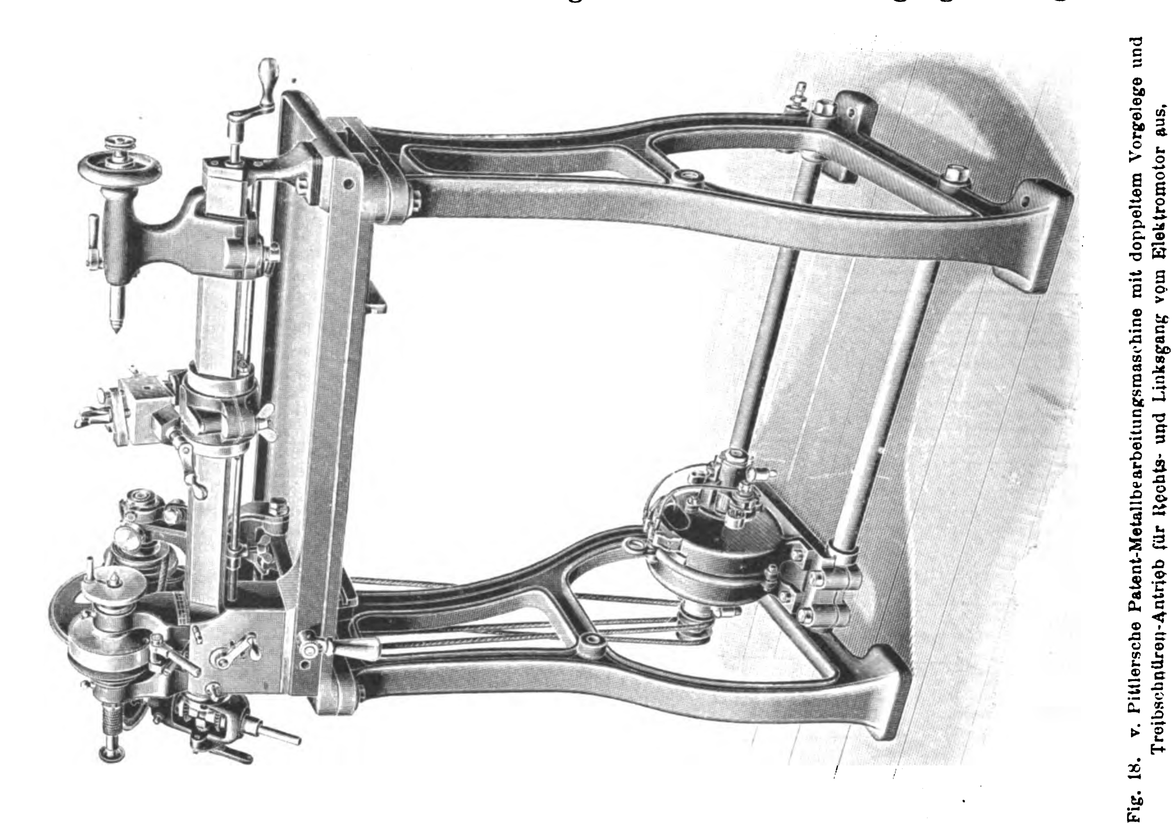


Fig. 18. v. Pittlersche Patent-Metallbearbeitungsmaschine mit doppeltem Vorgelege und Treibschnüren-Antrieb für Rechts- und Linksgang vom Elektromotor aus.

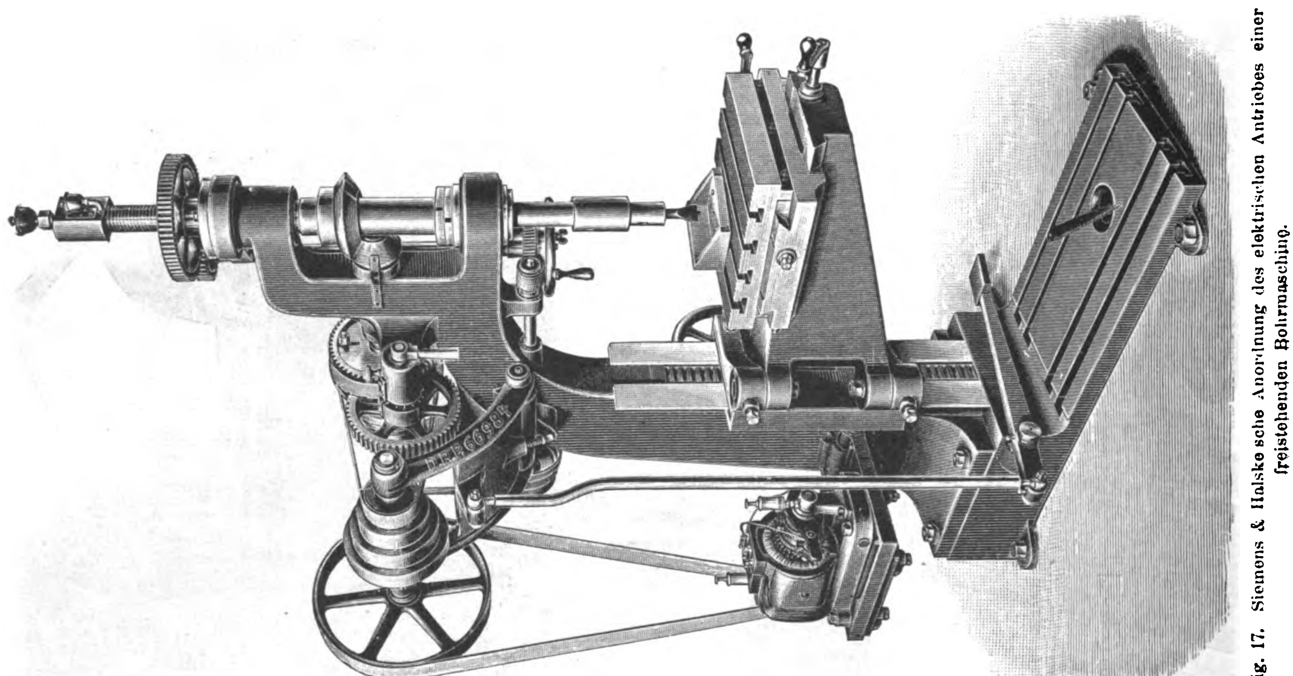


Fig. 17. Siemens & Halske sche Anordnung des elektrischen Antriebes einer freistehenden Bohrmaschine.

Antriebsriemen, um ihn im entspannten Zustande für eine andere Arbeitsgeschwindigkeit der Drehbank einzustellen, worauf nach Loslassen des Handhebels die Spannung des Riemens durch das Gewicht des Motors und des Vorgeleges sogleich selbsttätig wieder hergestellt wird.

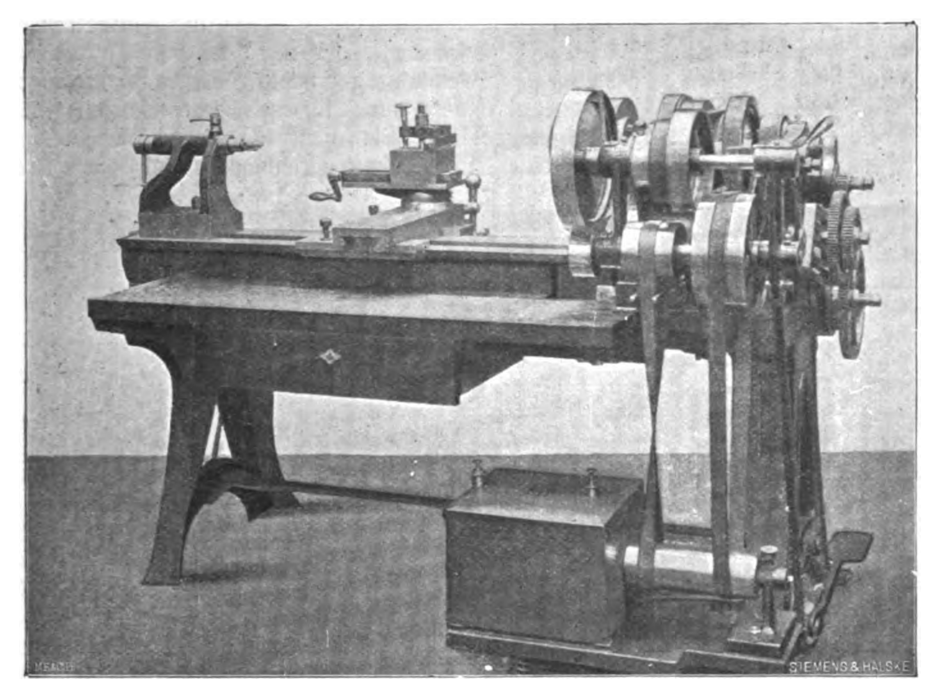


Fig. 19. Elektrischer Antrieb einer Drehbank mit doppeltem Riemenvorgelege, Stufenscheiben, Zahnräderübersetzung und Riemenwendegetriebe für verdoppelte Rücklaufgeschwindigkeit.

Ein anderes Beispiel zeigt noch die in Fig. 17 dargestellte elektrisch betriebene freistehende Bohrmaschine, wobei der Riemenwechsel zwischen den Stufenscheiben in ähnlicher Weise erfolgt unter Anhebung des Vorgeleges und des Motors, was hier vermittels des unten an der Maschine angebrachten Trethebels mit dem Fusse geschieht, während der Arbeiter nötigenfalls mit beiden Händen den in diesem Falle sehr hoch liegenden Riemen erfassen kann, um ihn auf ein anderes Scheibenpaar hinüberzulegen.

Fig. 18 zeigt ferner eine ähnliche Vorgelegeanordnung zum Betriebe einer *W. v. Pittler*schen Patent-Metallbearbeitungsmaschine. Dieser Fall ist insofern besonders interessant, als von dem unten am Gestell pendelnd gelagerten Elektromotor *zwei* Treibschnüre zum Vorgelege hinaufführen, von denen die eine offen und die andere gekreuzt bei entsprechender Kupplung Rechts- oder Linksgang der Arbeitsspindel bewirkt. Das Gewicht des Motors dient im vorliegenden Falle also zum Anspannen *zweier* Riemen, die beide ungefähr die gleiche Kraft zu übertragen haben, so dass also die Lager der Motorachse mit dem zweifachen Riemenzuge beansprucht werden, was unter Umständen wohl bedenklich erscheinen kann.

So zeigt auch Fig. 19 eine ähnliche Anordnung des elektrischen Antriebes einer Leitspindeldrehbank, wobei die Verlängerung der Motorachse noch einmal besonders gelagert ist, um von einer sehr langen kleinen Riemscheibe aus mit einem offenen und einem gekreuzten Riemen, welche beide durch Riemengabeln hin- und hergeführt werden können, die Vorgelegeachse mit entsprechenden Los- und Festscheiben anzutreiben, und zwar mit verdoppelter Rücklaufgeschwindigkeit. Bemerkenswert ist diese Figur noch insofern, als von der ersten Vorgelegeachse aus eine Zahnradübersetzung (links) die Bewegung verlangsamend auf eine zweite Vorgelegeachse überträgt, die mit ihr in einem und demselben gusseisernen Armgestelle gelagert ist und von deren Stufenscheibe aus mittels eines zweiten Riementriebes die Bewegung auf die Hauptspindel der Drehbank übertragen wird. Auch hier ist eine ähnliche Anordnung wie bei Fig. 17 angewandt, um mittels eines Fusstritthebels und einer Koppelstange das pendelnde Vorgelege in die Höhe heben zu können, wobei der Motor nebst Grundplatte und äusserem Lager durch die beiden Riemen mit angehoben wird.

Eine ganz ähnliche Anordnung zeigt auch die Fräsmaschine nach Fig. 20, wobei jedoch nur *ein* Riemen vom Motor zum Vorgelege hinaufführt. Zu beachten ist an den bei den letzten Figuren noch die Schraubenfeder, welche unterhalb des Motors auf einem Bolzen geführt angebracht und mit einer Mutter derart einzustellen ist, dass die Riemen gerade mit der nötigen Kraft angespannt werden, um gut durchzuziehen, ohne indes übermässig und unnötig straff angespannt zu sein.

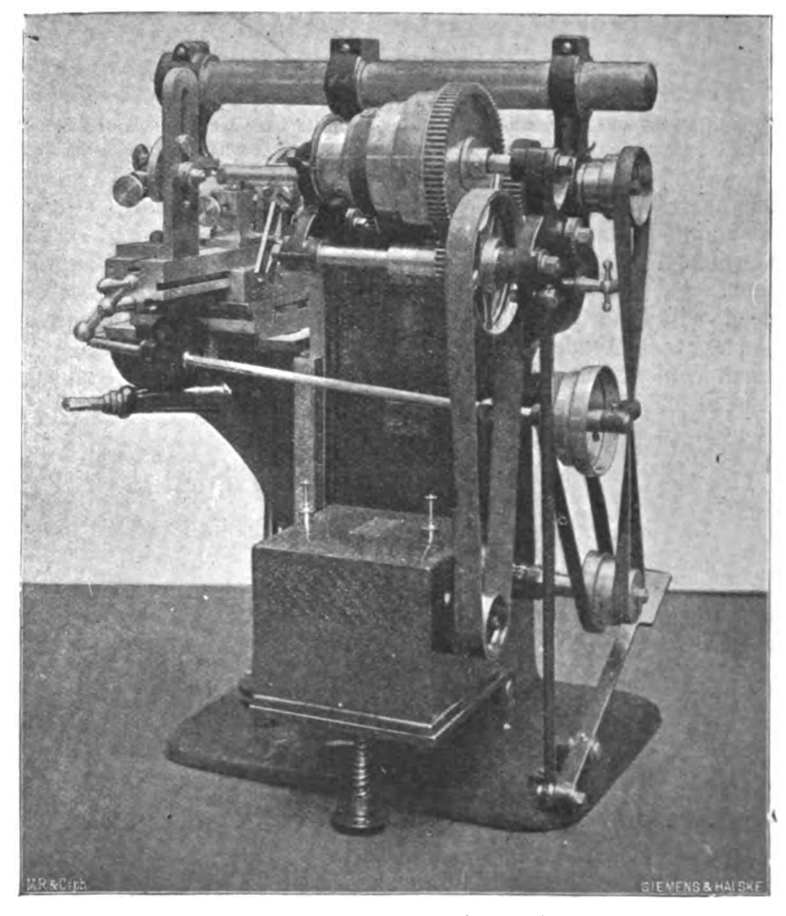


Fig. 20. Universal-Fräsmaschine mit Vorgelegeanordnung, wie bei Fig. 19, aber ohne Wendegetriebe; Elektromotor auf Wippe, durch einstellbare Feder unterstützt.

Das pendelnde Vorgelege ist bei den sämtlichen hier besprochenen elektrischen Antrieben nach den Fig. 15 bis 20 derart angeordnet, dass die Vorgelegeachse (— oder bei

Fig. 19 und 20 eine entsprechend zwischen den beiden Vorgelegeachsen liegende ideelle Achse —) gegenüber dem Drehbolzen des Vorgelegekörpers um etwa 45° aufwärts gerichtet liegt, wie dies auch bei dem Motor nach Fig. 10 zutrifft und oben besprochen wurde.

Es zeigt sich hier nämlich, dass die Riemen vom Vorgelege aus einerseits zur Arbeitsmaschine hin wagerecht und anderseits zum Motor hin senkrecht verlaufend, annähernd gleich stark gespannt werden. Der erstere muss im allgemeinen etwas stärker gespannt werden, was schon durch das auf ihn wirkende Gewicht des Vorgeleges erzielt wird und was im übrigen je nach Bedarf durch entsprechende Aenderung des vorher mit 45° angenommenen Winkels nach der einen oder andern Seite hin sich leicht erreichen und in jedem einzelnen Falle vorher durch Berechnung und Konstruktion festzustellen ist.

Fig. 21 schliesslich zeigt, dass die namentlich für kleinere Werkzeugmaschinen ausserordentlich zahlreich und vielseitig in Anwendung gebrachte *Siemens & Halske*sche Vorgelegeanordnung auch für schwerere Betriebe nicht minder geeignet ist. Sie dient hier zum Antriebe einer grossen Räder- und Radreifendrehbank mittels eines Drehstrommotors von etwa fünf Pferdestärken. Der schwere Vorgelegekörper ist hier mittels zweier an seinen Armen angreifenden Schraubspindeln anzuheben, wenn der Antriebsriemen zwischen den beiden Stufenscheiben umgewechselt werden soll.

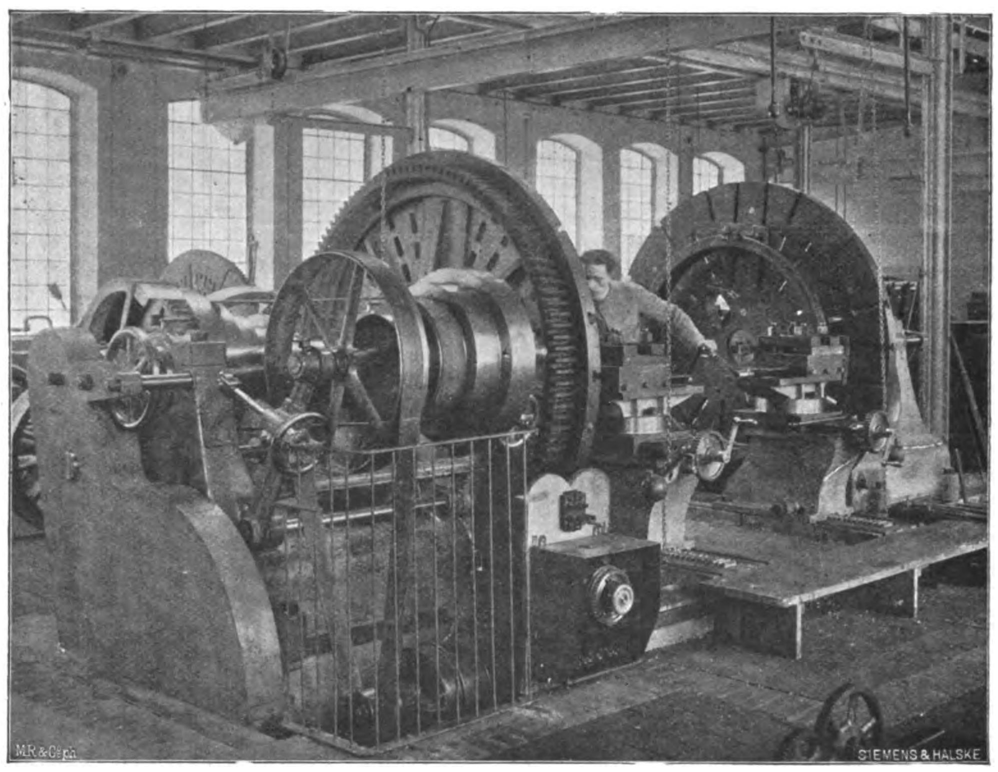


Fig. 21. Räder- und Radreifen-Drehbank mit doppeltem Riemenvorgelege und Stufenscheibenantrieb mittels pendelnd aufgehängtem Drehstrom-Motors (Siemens & Halskesche Anordnung).

Diese Anordnung ist in den Staatseisenbahnwerkstätten zu Dresden im Betriebe. (Fortsetzung folgt.)

Der heutige Stand der Motorfahrräder.

(Schluss von S. 348 d. Bd.)

Bevor wir auf die Besprechung der Einzelteile übergehen, soll das soeben von den *Neckarsulmer Fahrradwerke A.-G.* auf den Markt gebrachte zweizylindrige Motorzweirad noch kurz erwähnt werden. Wie Fig. 64 zeigt, sind zwar auch hier die Zylinder in **V**-Form angeordnet, jedoch so, dass der eine Zylinder senkrecht steht, während der andere um 60° nach vorn geneigt ist. Diese Anordnung übertrifft betreffs Kühlung die allgemein übliche **V**-förmige Anordnung der Zylinder bei weitem, denn die Luft bestreicht nicht nur, wie dort, den vorderen, sondern beide Zylinder gleichzeitig.

Fig. 64. Zweizylindermotor der Neckarsulmer Fahrradwerke A.-G.

Im gewissen Sinne ist dieser Motor eine Vereinigung der Einzylindermotoren (Fig. 8, S. 262 d. Bd. und Fig. 24, 1903, **318**, S. 597).

Der Rahmen ist in seinen Abmessungen derselbe geblieben, wie ihn Fig. 8 zeigt, doch ist, um Raum für den schrägliegenden Zylinder zu gewinnen, das vom Gabelkopf abwärts führende Rahmenrohr nach Art der Damenfahrräder geschweift, dabei ist der Motor ein wenig nach hinten gerückt.

IV. Einzelteile.

a) Riemen und Riemenscheiben.

Als Kraftübertragungsmittel hat sich, wie eingangs erwähnt, der keilförmige Lederriemen immer mehr Geltung verschafft. Neben ihm kommen jetzt auch von *B. Polack* in Waltershausen i. Th. gefertigte Gummiriemen mit Leinwandeinlage in Anwendung. Infolge ihrer grösseren Ad-

häsion am Eisen eignen sie sich besser zur Kraftübertragung als erstere, zumal sie durch Feuchtigkeit nicht leiden, sich weniger strecken und nicht schlüpfrig werden. Da nun aber der Riemen beim Auflaufen auf die Antriebsscheibe eine beträchtliche Formänderung erleidet, wird ein ge-

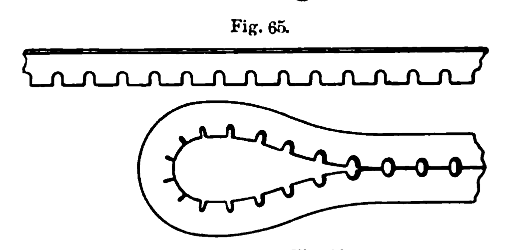


Fig. 65.

Fig. 66.

Fig. 65 und 66. Gloria-Gummikeilriemen der Hannoverschen Gummikamm-Kompagnie A.-G.

wisser Teil der vom Motor geleisteten Arbeit verbraucht. Diesen Uebelstand sucht die *Hannoversche Gummikamm-Kompagnie A.-G.* in Hannover-Linden durch ihren Gloria-Gummikeilriemen zu vermeiden.

Wie Fig. 65 und 66 zeigen, besitzt derselbe an seiner Innenseite Quernuten, was dem Keilriemen mit vollem Längsschnitt gegenüber nicht nur den Vorteil hat, dass er sich leichter biegt, sondern das Material wird bei der Biegung nicht gestaucht und nach aussen gedrückt wie bei dem Keilriemen mit vollem Längsschnitt der nur mit diesen vorgedrängten Punkten an der Scheibe anliegt und infolgedessen nicht gut zieht.

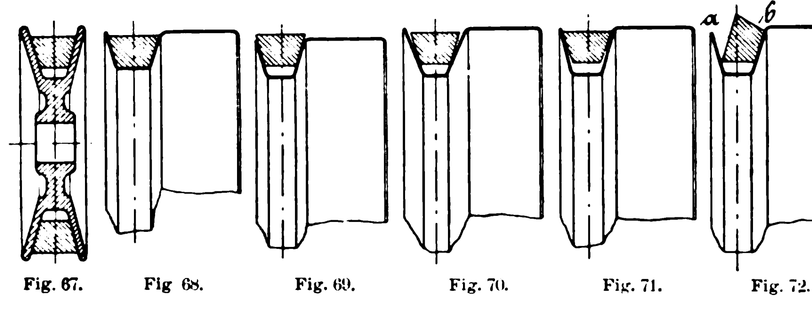


Fig. 67. Fig. 68. Fig. 69. Fig. 70. Fig. 71. Fig. 72.

Die Hauptbedingung um eine gute Kraftübertragung mittels Keilriemens zu erzielen ist, dass derselbe saugend fest an den Seitenwänden beider Riemenscheiben anliegt, ohne den Grund derselben zu berühren. Der Keilnutenwinkel der Riemenscheibe muss daher genau derselbe sein, wie der Neigungswinkel des Keilriemens (Fig. 67).

Berührt der Riemen nach Fig. 68 die Grundfläche der Scheibe, so liegt er — trotz des richtigen Keilnutenwinkels — an den Seiten nicht fest genug an, so dass Gleiten desselben auf der Scheibe nicht ausgeschlossen ist. Ragt er dagegen nach Fig. 69 über die Ränder der Scheibe hinaus, so hat er das Bestreben — wenn er schlaff ist, wie er ja sein soll — leicht abzufliegen.

Um dieses zu verhüten, muss der Riemen straffer gespannt werden, was natürlich gegenüber der in Fig. 67 gezeigten Anordnung einen bedeutenden Kraftverlust zur Folge hat.

Vollständig fehlerhaft sind die Scheiben Fig. 70 bis 72. In Fig. 70 ist der Keilnutenwinkel oben zu weit, so dass sich der Riemen an seiner unteren Kante schnell abnutzt. In Fig. 71 ist das Gegenteil der Fall. Der Riemen muss auch hier, um die nötige Adhäsion zu erlangen, übermässig gespannt werden. Liegen nun gar, wie bei Fig. 72, die beiden Kanten *a b* der Scheibe nicht in gleicher Höhe, dann tritt leicht der Fall ein, dass der Riemen, da er stets das Bestreben hat, auf den höchsten Punkt zu laufen, umkippt.

Die *Metall-Industrie Schönebeck A.-G.* in Schönebeck a. E. sucht das Gleiten dadurch zu vermeiden, dass sie auf die Metallscheibe einen Kranz aus imprägniertem Holz aufbringt und aus diesem dann die Keilnut für den Riemen herausarbeitet.

Diese Einrichtung verhütet neben dem Gleiten des Riemens auch das Reissen der Holzriemenscheibe.

b) Leerlaufeinrichtungen.

Wie bekannt, geschieht das Ingangsetzen der Motorzweiräder durch Antreten, wobei natürlich der Kolben des Motors mitbewegt wird. Trotz Oeffnen des Auspuffventils (zum Entweichen der Kompression) ist doch immer eine gewisse Kraft dazu nötig, was besonders auf schlechten oder steilen Wegen sehr unangenehm empfunden wird, wenn nicht gar das Anfahren ganz ausschliesst.

Fig. 73. Leerlaufkupplung der Neckarsulmer Fahrradwerke A.-G.

Eine natürliche Folge davon ist, dass allgemein der Wunsch laut wurde, das Fahrzeug unabhängig vom Motor zu machen. Diesem sind nun auch die meisten Fabrikanten dadurch nachgekommen, dass sie die Motorriemenscheibe mit einer Leerlaufkupplung verbinden. Eine derartige Einrichtung, welche aus Fig. 73 ersichtlich ist, bringen z. B. die *Neckarsulmer Fahrradwerke* an ihren Fahrzeugen an. Das Anfahren geschieht durch einen an der Hinterradachse drehbaren Ständer, der das Rad unterstützt (Fig. 75). Der Motor wird nun mit eingerückter Kupplung angetreten, und sobald er im Gang ist, wie folgt, ausgeschaltet. Durch Drehung des Hebels *a* werden zwei konische Flächen *f*, *g* gegeneinander in Bewegung gesetzt, wobei die Hülse *k* auf Kugeln *c* drückt. Diese üben nun auf die Hülse *m* einen Druck aus, der stark







Fig. 74. Fig. 75. Fig. 76.

Fig. 74—76. Antret- und Gepäckständer der Neckarsulmer-Fahrradwerke A.-G.

genug ist, diese Hülse samt dem inneren Kupplungskonus *e* gegen die Gehäusewand *o* zu drängen, und den Widerstand der Federn *d* zu überwinden. Der Motor läuft nun frei, ohne die Riemenscheibe *h* mitzunehmen, da auch

der Konus *f* durch das Nachlassen der Federspannung entkuppelt wird.

Der Ständer wird nun hochgeschlagen (Fig. 74),

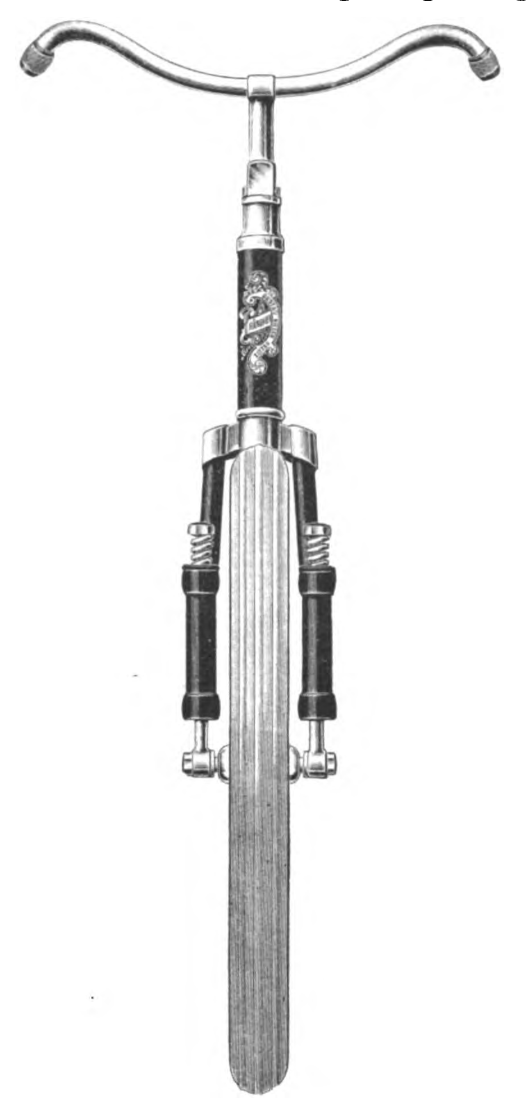


Fig. 77. Federnde Gabel der Phänomen-Fahrradwerke.

das Fahrzeug in gewohnter Weise bestiegen, und die Kupplung eingeschaltet. Der Ständer kann noch zur Aufnahme von Gepäck dienen (Fig. 76).

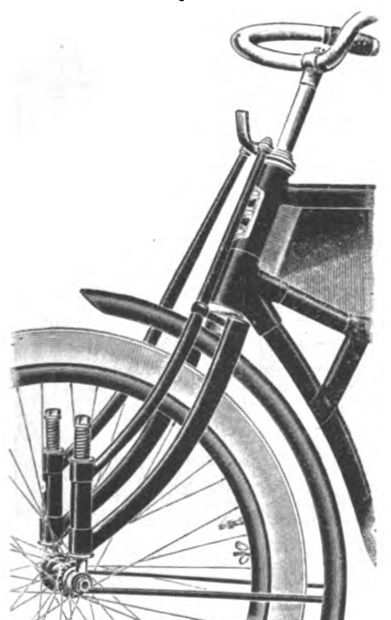


Fig. 78. Federnde Gabel der Wanderer-Fahrradwerke.

Ein Vorteil der doppelten Wirkung dieser Kupplung ist der, dass neben sicherem Ein- und Ausschalten sanftes Anfahren erzielt wird.

Um das Antreten ganz zu vermeiden, wobei auch der Ständer in Fortfall kommt, bringt die *Maschinenfabrik Gritzner A.-G.* in Durlach mit dem Leerlauf eine Ankurbelvorrichtung in Verbindung.

Bei Gepäckdreirädern und Vorspannwagen bringt die *Progress Motoren und Apparatenbau G. m. b. H.* in Charlottenburg eine Fussankurbelung in Anwendung, die nach Angabe der Firma an Einfachheit die Handkurbelung an Motorwagen noch übertreffen soll. Die Einrichtung, die die Firma noch geheimhält, ermöglicht es

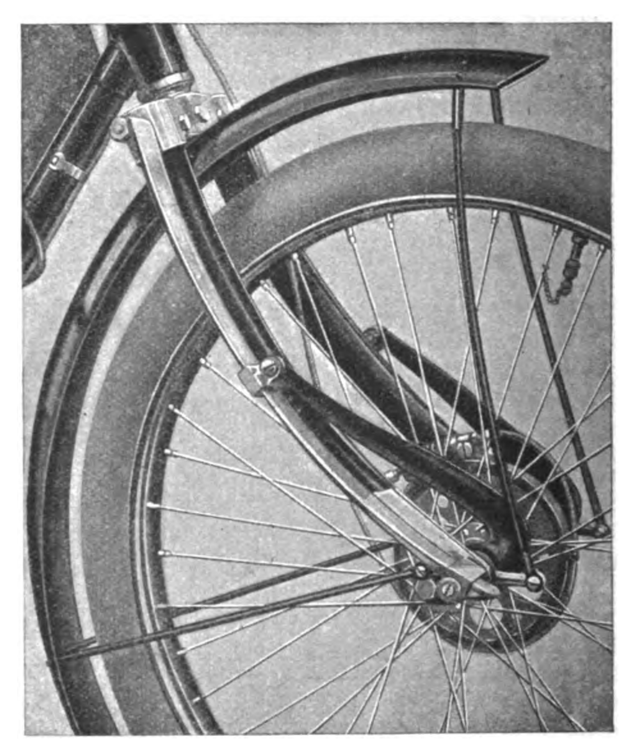


Fig. 79. Federnde Gabel der Neckarsulmer Fahrradwerke A.-G.

dem Fahrer, während er auf dem Fahrzeug sitzt, ohne letzteres mitschleppen zu müssen, den Motor allein bei ausgeschalteter Kupplung anzutreten, und dann durch Einrücken der Kupplung das Gefährt in Gang zu setzen.

c) Federnde Gabeln.

Als eine wesentliche Verbesserung des Motorzweirades ist die federnde Vorderradgabel zu verzeichnen, durch die nicht nur der Fahrer, sondern auch das ganze Fahrzeug geschont werden. Fig. 77 zeigt eine Ausführung der *Phänomen Fahrradwerke*, bei der die vorderen Enden

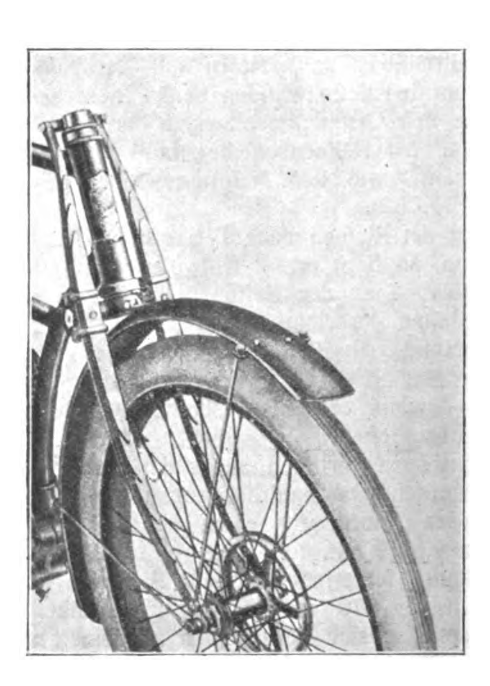


Fig. 80. Federnde Gabel von Dürkopp.

der Gabel als Büchsen ausgebildet sind, in denen das Vorderrad federnd gelagert ist.

Aehnlich ist die federnde Gabel (Fig. 78) der *Wanderer-Fahrradwerke,* die sich nur durch ihre doppelte Verstrebung, welche bis zum Lenkstangenschaft führt, von dieser auszeichnet.

Die *Neckarsulmer Fahrradwerke A.-G.* dagegen bringen, wie Fig. 79 zeigt, neben der Gabel noch Flachfedern in Anwendung.

Dürkopp lässt die Gabelscheiden ganz fort, und bringt an ihrer Stelle aufeinander liegende Blattfedern an, die ihren Mittelpunkt im Gabelkopf haben. Wie Fig. 80 zeigt, ist der längere Teil der Federn an der Radachse, der kürzere dagegen oberhalb des Gabelschaftes befestigt.

Die *Fabrique Nationale* vereinigt eine Doppelgabel mittels Scharnieren. Wie Fig. 17 zeigt, trägt die vordere Gabel das Rad, während die hintere, auf welche die lenkende Bewegung ausgeübt wird, mit dem Fahrzeug in der gewöhnlichen Weise verbunden ist. Die erste Gabel kann sich parallel mit ihrer Achse bewegen. Diese Bewegungen werden durch die Wirkung einer Feder, die sich zwischen einer Schale und einer Federstütze zusammendrückt, beschränkt. Die Schale ist auf die aufsteigende Stange des Gabelkopfes aufgeschraubt, die Federstütze liegt gegen ein Querstück, welches an der hinteren Gabel mittels von dem Gabelkopf ausgehenden Stangen und zwei auf den Seitenverstärkungen der Gabel angebrachten Ringen, befestigt ist.

Die aufsteigende Stange geht quer durch die Federstütze und das Querstück und endigt in einer Mutter. Letztere ruht auf einer Feder, welche beim Zusammendrücken den Rückstoss der anderen Feder aufhebt.

Die *Metall-Industrie Schönebeck A.-G.* sucht die Stösse unmittelbar mit der Lenkstange abzufangen. Um dieses zu erreichen, sind die Handgriffe *a* bei *c* gelenkig mit ihr verbunden und tragen, wie Fig. 81 zeigt, einen kleinen

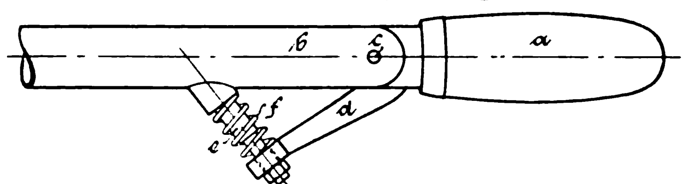


Fig. 81. Federnde Lenkstange der Metall-Industrie Schönebeck A.-G.

Hebel *d*. Dieser führt zu dem an der Lenkstange *b* sitzenden Bolzen *e*, auf den eine Spiralfeder *f* aufgeschoben ist.

Diese Anordnung bietet den Vorteil, dass selbst bei Beschädigung der Feder noch sichere Führung des Fahrzeuges möglich ist. *K.*

Zusammenhang zwischen Kohlensäuregehalt und Abgangstemperatur der Kesselgase.

Von **A. Dosch.**

(Schluss von S. 351 d. Bd.)

In Vorstehendem ist theoretisch erwiesen, dass, unter Voraussetzung gleicher Wärmeübertragung an den Kessel, mit höher werdendem Kohlensäuregehalte sich eine niedrigere Abgangstemperatur ergibt, bei niedrigerer werdendem eine höhere. Wenn an einem in Betrieb befindlichen Dampfkessel vergleichende Versuche ausgeführt werden, müsste sich die Richtigkeit dieser theoretischen Folgerungen erweisen. Allerdings ist hierbei zu bedenken, dass es praktisch nicht möglich ist, die verlangten Vorbedingungen genau einzuhalten, vor allem also den Kessel genau gleichmässig hoch zu beanspruchen, insbesondere dann nicht, wenn der Kessel sich in regelmässigem Betriebe befindet. Immerhin wird sich aber auch hier eine gewisse Uebereinstimmung der erhaltenen Werte mit den vorstehenden Ausführungen ergeben müssen, wobei allerdings noch zu berücksichtigen ist, dass die Apparate zur Anzeige des Kohlensäuregehaltes und der Temperatur verschieden schnell auf die entsprechenden Aenderungen reagieren. Während z. B. ein Apparat zur Anzeige der Kohlensäure den Vorgang in der Feuerung bereits nach etwa einer Minute erkennen lässt — Bauart *Krell-Schultze* vorausgesetzt —, wird ein Thermometer, soweit meine Erfahrung reicht, immer erst nach einigen Minuten auf eine Aenderung in der Temperatur reagieren, ein für gewöhnlich zur Feuerungskontrolle benutztes Instrument mit Quecksilberfüllung vorausgesetzt. Pyrometer, welche auf der Ausdehnung von Metallstreifen, Graphitstäben und dergleichen beruhen, werden die Aenderungen der Temperaturen noch bei weitem weniger rasch angeben. Dies ist bei Beurteilung der Ergebnisse zu berücksichtigen.

Die Firma *G. A. Schultze*, Berlin, war auf mein Ersuchen so liebenswürdig, mir eine Anzahl der mit ihren selbsttätigen Apparaten erhaltenen, korespondierenden Diagramme über Höhe des Kohlensäuregehaltes und Höhe der Abgangstemperaturen zur Verfügung zu stellen, von denen drei in den Fig. 1—3 wiedergegeben sind. Die Diagramme für den Kohlensäuregehalt sind mit einem selbsttätig aufzeichnenden Rauchgasanalysator nach *Krell-Schultze* erhalten, wie er in D. p. J. 1903, **318,** S. 92 u. ff., beschrieben war; die Originaldiagramme zeigen die Form, wie sie die Fig. 41 a. a. Orte darstellt, d. h. die untere oder eigentliche Diagrammfläche ist weiss, die obere schwarz. Die Diagramme für die Temperaturen sind mit dem selbsttätig registrierenden Thermometer nach *Schultze* erhalten und zeigen im Original ein gleiches Aussehen, wie die Diagramme für die Kohlensäure, indem auch hier die eigentliche untere Diagrammfläche weiss, die obere schwarz ist. Ich habe es aus Gründen der Einfachheit unterlassen, die Diagramme in ihrem Originalaussehen zu übertragen, doch ist die Kurvenlinie durch genaues Umfahren der Originaldiagramme erhalten.

Wie ersichtlich, bestätigen die Aufzeichnungen im allgemeinen die obigen theoretischen Ausführungen, wenn auch an einzelnen, wenigen Stellen die Uebereinstimmung nur etwas schwächer erkennbar ist. Es liegt dies dann eben an den erwähnten Nebenumständen, wie wechselnde Kesselbeanspruchung, nicht genau gleichzeitiges Anzeigen der betreffenden Aenderungen durch die Apparate usw. Für die Feuerungskontrolle an sich hat dies natürlich weniger Bedeutung, da hierfür in erster Linie der *mittlere* Kohlensäuregehalt und die *mittlere* Abgangstemperatur der Gase in Betracht kommt.

Immerhin bedarf aber, wie aus alledem ersichtlich, die gewöhnliche vergleichende Bestimmung des Wärmeverlustes durch die Abgase bei verschieden hohem Kohlensäuregehalte einer Korrektur, die in den Tab. 1 und 2 gegeben ist; und zwar in Tab. 1 für Kessel, bei denen strahlende Wärme nicht zu berücksichtigen ist, also für Vorfeuerungen, in Tab. 2 für Kessel, die strahlende Wärme erhalten, also für Kessel mit Unterfeuerung und mit Innen-

feuerung, für welche letztere jedoch der Betrag der strahlenden Wärme noch etwas grösser anzunehmen sein würde, als geschehen. In den Tabellen sind im übrigen drei verschiedene Kesselanstrengungen berücksichtigt und es ergibt sich, dass sowohl diese, als auch die an den Kesselinhalt übergehende strahlende Wärme von nicht unbedeutendem Einfluss auf den Betrag des Abgasverlustes ist. Betrachtet man 6 v. H. als den niedrigsten, 13 v. H. als den höchsten Kohlensäuregehalt, die im Durchschnitt eintreten können, so ergibt sich die Zusammenstellung, Tabelle 3.

Wie ersichtlich, ist sowohl der Einfluss der Kesselanstrengung, als auch derjenige der strahlenden Wärme, die an den Kesselinhalt übergeht, kein unbeträchtlicher, was insbesondere bei höherer Kesselanstrengung zum Ausdruck kommt.

In den Fig. 4 und 5 ist der Einfluss des Kohlensäuregehaltes, der Kesselanstrengung und der strahlenden Wärme, die an den Kesselinhalt übergeht, nochmals zeichnerisch zur Darstellung gebracht und zwar in Fig. 4 für einen Kessel, der keine strahlende Wärme erhält, in Fig. 5 für einen solchen, bei dem dies der Fall ist. Die strichpunktierten Kurven geben den Wärmeverlust unter der Annahme an, dass die Temperatur unverändert bliebe, die ausgezogenen Linien zeigen den angenäherten wirklichen Wärmeverlust bei veränderlichen Abgangstemperaturen unter Zugrundelegung der beigeschriebenen Kesselanstrengungen D_1.

Besonders darauf hingewiesen mag hier noch sein, dass die früheren Ausführungen über diesen Punkt[4]) durch die vorstehenden Darlegungen an sich nicht berührt werden

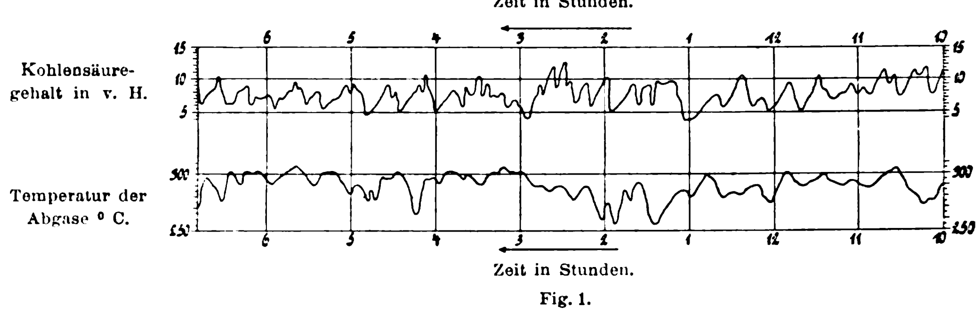


Fig. 1.

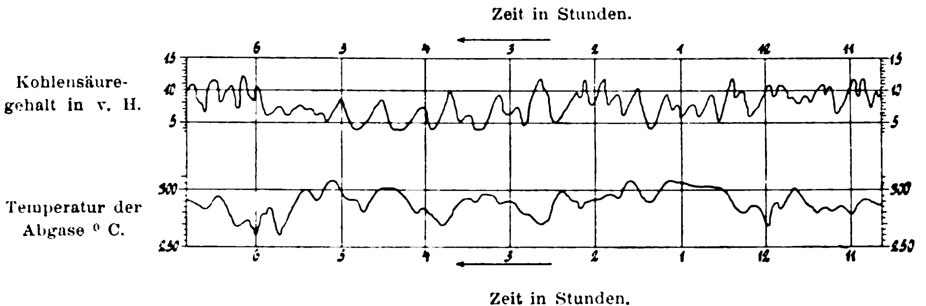


Fig. 2.

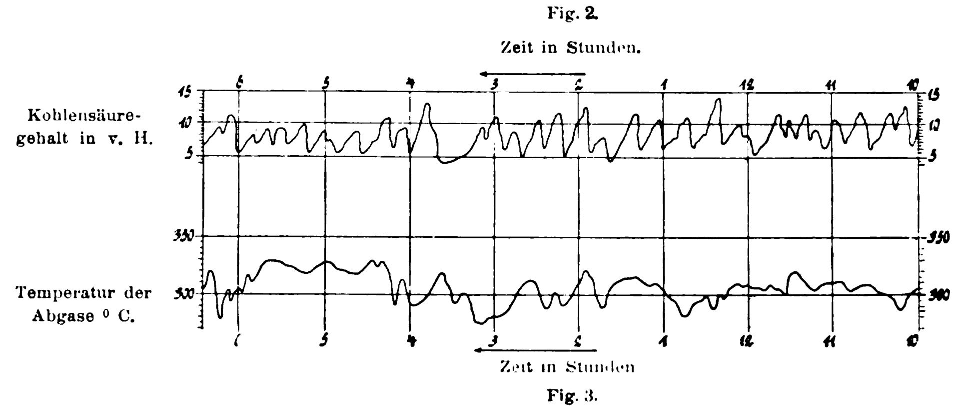


Fig. 3.

und dass insbesondere die Gültigkeit der Gleichung 1) hierdurch keine Einbusse erleidet, sobald Kohlensäuregehalt

[4]) D. p. J. 1902, **317**, S. 777 u. ff.

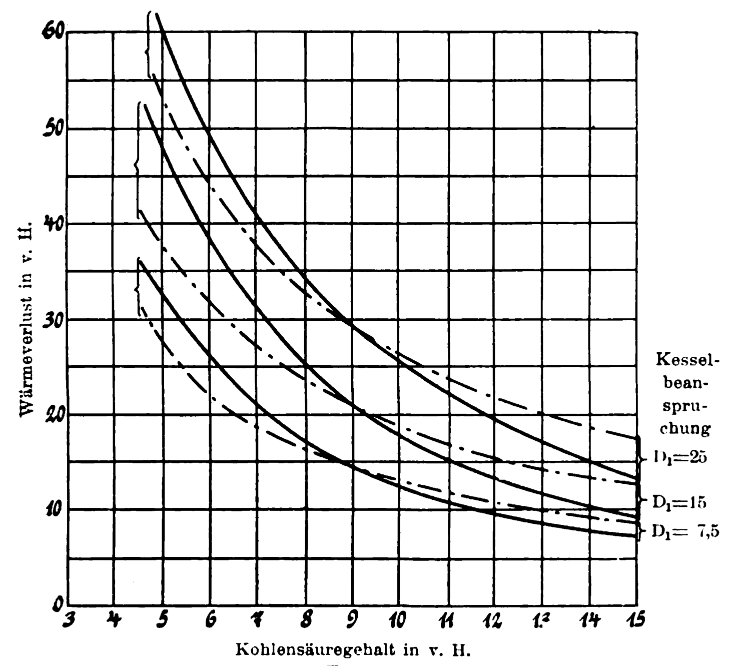


Fig. 4.
Der Kessel erhält keine strahlende Wärme.

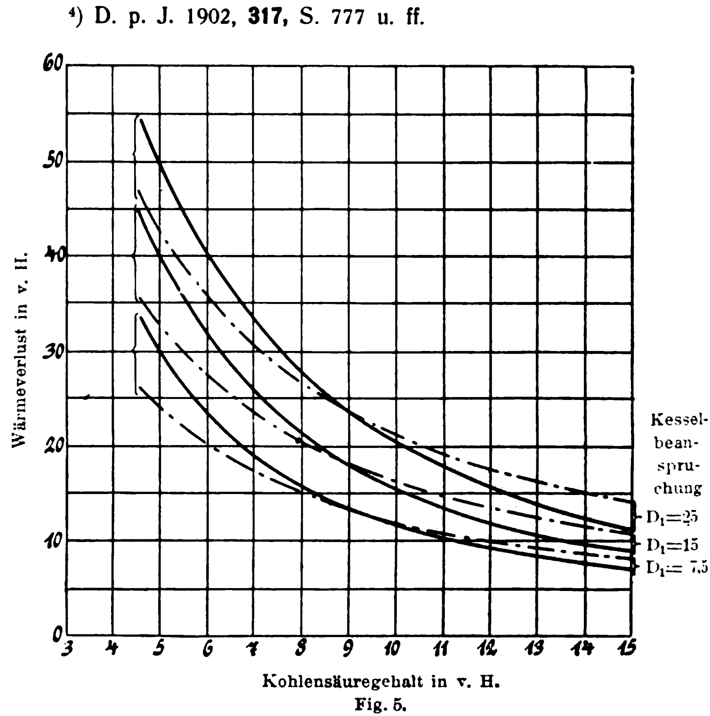


Fig. 5.
Der Kessel erhält strahlende Wärme: $\sigma = 0,2$.

Tabelle 1.

Wärmeverluste durch die Abgase bei verschiedenem Kohlensäuregehalte und verschiedener Kesselanstrengung. Der Kessel erhält keine strahlende Wärme.

Kohlensäuregehalt K_v	Verhältnis der zugeführten zur theoretischen Luftmenge φ	Niedrige Kesselanstrengung 7,5 kg für 1 qm Heizfl./Std.					Normale Kesselanstrengung 15 kg für 1 qm Heizfl./Std.					Höhere Kesselanstrengung 25 kg für 1 qm Heizfl./Std.				
		Mittlere, für gewöhnlich anzunehmende Abgangstemp. °C.	Wärmeverlust durch die Abgase bei dieser Temperatur v. H.	Entstehendes Gasvolumen G_v auf 1 qm Heizfl./Std. cbm	Angenäh. wirkliche Abgangstemperat. °C.	Angenäh. wirklicher Wärmeverlust durch die Abgase v. H.	Mittlere, für gewöhnlich anzunehmende Abgangstemp. °C.	Wärmeverlust durch die Abgase bei dieser Temperatur v. H.	Entstehendes Gasvolumen G_v auf 1 qm Heizfl./Std. cbm	Angenäh. wirkliche Abgangstemperat. °C.	Angenäh. wirklicher Wärmeverlust durch die Gase v. H.	Mittlere, für gewöhnlich anzunehmende Abgangstemp. °C.	Wärmeverlust durch die Abgase bei dieser Temperatur v. H.	Entstehendes Gasvolumen G_v auf 1 qm Heizfl./Std. cbm	Angenäh. wirkliche Abgangstemperat. °C.	Angenäh. wirklicher Wärmeverlust durch die Gase v. H.
5	3,6	220	28	28,2	269	32,9	310	38,3	66,4	385	48,2	422	53,0	159	497	60
6	3,1	220	22	22,3	262	26,6	310	31,9	51,7	372	38,7	422	44,0	107	480	50,0
7	2,6	220	18,9	18,0	244	21,1	310	27,4	40,2	353	31,4	422	38,0	76	460	41,5
8	2,3	220	16,5	15,4	227	17,1	310	23,9	34,0	334	25,9	422	33,4	62	438	34,4
9	2,0	220	14,7	13,2	220	14,7	310	21,3	28,0	311	21,3	422	29,5	51	422	29,5
10	1,8	220	13,2	11,5	210	12,5	310	19,1	24,9	291	17,8	422	26,5	46	408	25,1
11	1,65	220	12,0	10,5	203	11,0	310	17,4	22,2	278	15,5	422	24,1	41	397	22,6
12	1,53	220	11,0	9,6	198	9,8	310	16,0	20,4	267	13,6	422	22,0	37	379	19,8
13	1,40	220	10,2	8,7	193	8,8	310	14,7	18,4	254	11,9	422	20,4	33	355	17,0
14	1,30	220	9,4	8,0	190	8,0	310	13,7	16,9	244	10,6	422	19,0	30	342	15,2
15	1,22	220	8,8	7,5	188	7,4	310	12,8	15,6	234	9,4	422	17,7	27,8	328	13,5

Tabelle 2.

Wärmeverluste durch die Abgase bei verschiedenem Kohlensäuregehalte und verschiedener Kesselanstrengung. Der Kessel erhält strahlende Wärme $\sigma = 0{,}2$.

Kohlensäuregehalt K_v	Verhältnis der zugeführten zur theoretischen Luftmenge φ	Niedrige Kesselanstrengung 7,5 kg für 1 qm Heizfl./Std.					Normale Kesselanstrengung 15 kg für 1 qm Heizfl./Std.					Höhere Kesselanstrengung 25 kg für 1 qm Heizfl./Std.				
		Mittlere, für gewöhnlich anzunehmende Abgangstemp. °C.	Wärmeverlust durch die Gase bei dieser Temperatur v. H.	Entstehendes Gasvolumen G_v auf 1 qm Heizfl./Std. cbm	Angenäh. wirkliche Abgangstemperat. °C.	Angenäh. wirklicher Wärmeverlust durch die Abgase v. H.	Mittlere, für gewöhnlich anzunehmende Abgangstemp. °C.	Wärmeverlust durch die Gase bei dieser Temperatur v. H.	Entstehendes Gasvolumen G_v auf 1 qm Heizfl./Std. cbm	Angenäh. wirkliche Abgangstemperat. °C.	Angenäh. wirklicher Wärmeverlust durch die Abgase v. H.	Mittlere, für gewöhnlich anzunehmende Abgangstemp. °C.	Wärmeverlust durch die Abgase bei dieser Temperatur v. H.	Entstehendes Gasvolumen G_v auf 1 qm Heizfl./Std. cbm	Angenäh. wirkliche Abgangstemperat. °C.	Angenäh. wirklicher Wärmeverlust durch die Gase v. H.
5	3,6	205	24,4	26,7	249	30,2	270	33	59	325	40,2	347	43,0	121	403	50,3
6	3,1	205	20,3	21,7	240	24,2	270	27,5	47,3	316	32,6	347	36,0	92	397	41,5
7	2,6	205	17,3	17,5	222	19,0	270	23,6	37,4	293	25,7	347	30,9	71	376	33,6
8	2,3	205	15,2	15,1	214	16,0	270	20,6	32,4	285	21,9	347	27,0	59,2	366	28,5
9	2,0	205	13,6	12,8	205	13,6	270	18,3	27,0	270	18,3	347	24,0	50,0	347	24,0
10	1,8	205	12,2	11,4	196	11,6	270	16,5	24,3	256	15,6	347	21,6	42,8	333	20,7
11	1,65	205	11,1	10,3	195	10,5	270	15,0	21,8	248	13,7	347	19,6	38,2	323	18,2
12	1,53	205	10,2	9,5	192	9,5	270	13,8	19,8	238	12,0	347	18,0	34,8	312	16,1
13	1,40	205	9,4	8,6	190	8,6	270	12,7	17,8	229	10,6	347	16,6	31,2	291	14,2
14	1,30	205	8,7	7,9	187	7,9	270	11,8	16,4	221	9,5	347	15,4	28,6	287	12,6
15	1,22	205	8,1	7,4	185	7,3	270	11,00	15,3	216	8,6	347	14,4	26,5	276	11,3

Tabelle 3.

a) Der Kessel erhält keine strahlende Wärme.

Kesselanstrengung	Wärmeverlust bei einem CO_2-Gehalte von 6 v. H.				Wärmeverlust bei einem CO_2-Gehalte von 13 v. H.		
	1 Veränderliche Temperatur vorausgesetzt v. H.		2 Gleiche Temperatur vorausgesetzt v. H.		3 Gleiche Temperatur vorausgesetzt v. H.		4 Veränderliche Temperatur vorausgesetzt v. H.
Niedrig: 7,5 kg für 1 qm Heizfläche und Stunde	26,6		22		10,2		8,8
		4,6		11,8		1,4	
				17,8			
Normal: 15 kg für 1 qm Heizfläche und Stunde	38,7		31,9		14,7		11,9
		6,8		18,2		2,8	
				27,8			
Höher: 25 kg für 1 qm Heizfläche und Stunde	50,0		44		20,4		17
		6,0		23,6		3,4	
				33,0			

b) Der Kessel erhält strahlende Wärme.

Kesselanstrengung	Wärmeverlust bei einem CO_2-Gehalte von 6 v. H.				Wärmeverlust bei einem CO_2-Gehalte von 13 v. H.		
	1 Veränderliche Temperatur vorausgesetzt v. H.		2 Gleiche Temperatur vorausgesetzt v. H.		3 Gleiche Temperatur vorausgesetzt v. H.		4 Veränderliche Temperatur vorausgesetzt v. H.
Niedrig: 7,5 kg für 1 qm Heizfläche und Stunde	24,2		20,3		9,4		8,6
		3,9		10,9		0,8	
				15,6			
Normal: 15 kg für 1 qm Heizfläche und Stunde	32,6		27,5		12,7		10,6
		5,1		14,8		2,1	
				22,0			
Höher: 25 kg für 1 qm Heizfläche und Stunde	41,5		36,0		16,6		14,2
		5,5		19,4		2,4	
				27,3			

und Abgangstemperatur der Gase bekannt ist. Hingegen wird die Gleichung, wenn man sie zur Vorausbestimmung der Wärmeverluste bei verschiedenem Kohlensäuregehalte benutzt, keine ganz zutreffenden Werte liefern, sobald man eine mittlere, sich gleichbleibende Temperatur annimmt; für niedrigen Kohlensäuregehalt werden die ermittelten Werte zu klein für hohen CO_2-Gehalt zu gross sein. Aber gerade die Ursache dieses letzteren Umstandes bringt es mit sich, dass ein hoher Kohlensäuregehalt auch dann noch einen verhältnismässig geringen Wärmeverlust durch die Abgase ergibt, wenn sich geringe Mengen von brennbaren Gasen — die im übrigen meist in sehr geringen Mengen festgestellt werden — in den Abgasen befinden.

Ueber Ausgleichmaschinen.

In No. 1 des Electrical World and Engineer vom 27. Januar 1905 bringen *A. E. Kennelly* und *S. E. Whiting* einen Aufsatz über Ausgleichmaschinen. Die darin enthaltenen theoretischen Abhandlungen bilden eine gute Fortsetzung des Heft 5 S. 92 d. J. erschienenen Berichtes von *F. Hardie Jeannin* über Dreileitersysteme.

Ausgleichmaschinen werden bekanntlich beim Drei- oder Mehrleitersystem angewendet, um bei wechselnder Belastung in den einzelnen Teilen des Systems einen beständigen gleichmässigen Ausgleich herbeizuführen. Solche Ausgleichmaschinen sind meist Nebenschlussmaschinen, die auf derselben Achse sitzen oder sonst irgendwie mechanisch starr gekuppelt sind und elektrisch in Serie geschaltet sind. Mit ihren Aussenklemmen sind sie an die Aussenleiter, mit ihrem Verbindungspunkt an den Mittelleiter geschaltet. Wird in einem Teil mehr Energie verbraucht, so werden die an den anderen Teilen befindlichen Maschinen zu Motoren, die die an dem mehr belasteten Teil befindliche Maschine als Dynamo antreiben. Den einfachsten Fall eines Systems mit Ausgleichmaschinen zeigt Fig. 1. Der Generator G liefert die konstante Spannung E Volt in die Aussenleiter A und C eines Dreileitersystems. Die Ausgleichmaschinen sind als Nebenschlussmaschinen gekennzeichnet, deren Felder in Serie geschaltet an den Aussenleitern liegen. Bei gleichbelastetem Netz laufen beide Maschinen leer als Motore und nehmen eine bestimmte Energie p Watt auf zur Ueberwindung der sogen. Leerlaufsverluste. Beide Maschinen sind als gleich angenommen, sie besitzen also den gleichen Ankerwiderstand r und liefern bei der Rotation die gleiche elektromotorische Kraft e. Bezeichnet man den Leerlaufstrom mit i^1, so ist

$$p = 2 e i^1 \quad \quad 1)$$

und $$E = 2e + 2ri^1 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 2)$$

Nimmt man beispielsweise $E = 200$ Volt, $r = 0{,}1$ Ohm, $i^1 = 1$ Amp., so wird

$$e = \frac{E}{2} - ri^1 = 99{,}9 \text{ Volt und } p = 199{,}8 \text{ Watt.}$$

In Fig. 2 ist der Fall einer ungleichmässigen Belastung schematisch dargestellt, und zwar ist BC mit dem Strom J_2 mehr belastet. Wie oben dargelegt, wird die Maschine zwischen BC mit der Spannung e_2 Dynamo, die Maschine zwischen AB mit der Spannung e_1 Motor. Die Ströme in den Maschinen sind entsprechend i_1 und i_2. Für die weitere Behandlung macht man nun die sehr nahe zutreffende Voraussetzung, dass die Leerlaufsverluste, das ist die zur Deckung von Reibung, Hysteresis und Wirbelströme aufzuwendende Energie, konstant bleiben auch bei belasteter Maschine, und dass ferner der Widerstand der Maschine sich nicht ändert.

Aus Gleichung 2 wird demnach:

$$E = 2e + i_1 r - i_2 r \quad \ldots\ldots\ldots \quad 3)$$

Durch Anwendung des *Kirchhoff*schen Gesetzes auf den Vereinigungspunkt der Maschinen mit dem Mittelleiter erhält man

$$J_2 = i_1 + i_2 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 4)$$

Die Maschine BC liefert als Dynamo $e \,.\, i_2$ Watt. Die Maschine AC verbraucht dieselbe Energie als Motor, man hat also:

$$e i_1 = e i_2 + p \quad \ldots\ldots\ldots \quad 5)$$

oder mit Berücksichtigung von Gleichung 1)

$$i_1 = i_2 + \frac{p}{e} = i_2 + 2i^1 \quad \ldots\ldots \quad 6)$$

Aus Gleichung 6) und 4) ergibt sich

$$i_2 = \frac{J_2}{2} - i^1 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 7)$$

$$i_1 = \frac{J_2}{2} + i^1 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 8)$$

und aus Gleichung 3), 7) und 8)

$$E = 2e + 2ri^1 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 9)$$

Da Gleichung 2) und 9) völlig übereinstimmen, so ersieht man, dass unter den oben angegebenen Voraussetzungen die elektromotorischen Kräfte der Ausgleichmaschinen, also auch die Umdrehungszahlen nicht durch Belastungsschwankungen beeinflusst werden. Aus Gleichung 7) und 8) kann man ferner entnehmen, dass der Strom J_2 zur Hälfte bis auf den kleinen Rest i^1 von der Maschine AC und zur Hälfte von BC geliefert wird. Bei ungleichmässiger Belastung sind natürlich auch die Spannungen an den Maschinen verschieden, während die elektromotorischen Kräfte, wie vorher gesagt, konstant sind.

$$e_{AB} = e_1 + i_1 r \text{ (Motorgleichung)} \quad \ldots\ldots \quad 10)$$

$$e_{BC} = e_2 - i_2 r \text{ (Generatorgleichung)} \quad \ldots \quad 11)$$

Unter Fortführung des obigen Beispiels wird für $J_2 = 100$ Amp.

$$e_{AB} = 99{,}9 + 51 \,.\, 0{,}1 = 105 \text{ Volt}$$

$$e_{BC} = 99{,}9 - 49 \,.\, 0{,}1 = 95 \text{ Volt}$$

$$e_{AC} = E \qquad\qquad = 200 \text{ Volt.}$$

Die bisher abgeleiteten Gleichungen gelten unter den gleichen Voraussetzungen ganz allgemein. Fig. 3 gibt ein allgemeines Schema für ein Netz mit n-Ausgleichmaschinen und $n + 1$ Leitern. Bezeichnet wieder e die elektromotorische Kraft einer Ausgleichmaschine, r ihren Widerstand, i^1 den Leerlaufsstrom, J_n den Mehrbedarfsstrom eines Zweignetzes, nach Fig. 3 den Strom zwischen den Leitern N und $N + 1$, so hat man zunächst bei gleichbelastetem System:

$$E = ne + i^1 n r \quad \ldots\ldots\ldots \quad 12)$$

und daraus

$$e = \frac{E}{n} - i^1 r \quad \ldots\ldots\ldots \quad 13)$$

bei ungleichmässiger Belastung mit dem Strom J_n

$$E = ne + i_1 (n-1) r - i_n r \quad \ldots \quad 14)$$

$$J_n = i_1 + i_n \quad \ldots\ldots\ldots \quad 15)$$

$$E i^1 = (n-1) \,.\, e i_1 - e i_n \quad \ldots\ldots \quad 16)$$

Zur Bestimmung der unbekannten Grössen e, i_1, i_n hat man:

$$i_1 = \frac{J_n}{n} + i^1 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 17)$$

$$i_n = J_n \,.\, \left(1 - \frac{1}{n}\right) - i^1 \quad \ldots\ldots \quad 18)$$

$$e = \frac{E}{n} - i^1 r \quad \ldots\ldots\ldots \quad 19)$$

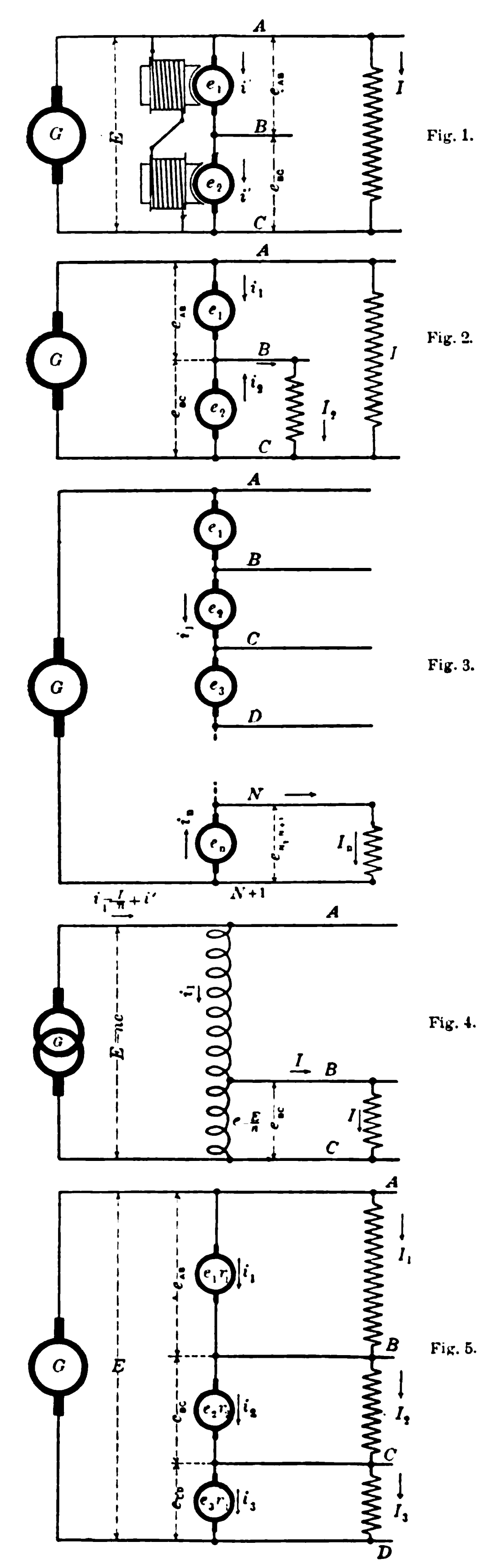


Fig. 1. Fig. 2. Fig. 3. Fig. 4. Fig. 5.

Aus diesen Gleichungen ergibt sich unter den gleichen Voraussetzungen wie oben (konstante Leerlaufsverluste und konstanter innerer Widerstand) folgendes:

Die Hauptmaschine G und die Aussenleiter führen bei der ungleichmässigen Belastung mit dem Strom J_n in einem Zweige bei der vollen Spannung E nur den $\frac{J_n}{n}$, also den $n$ten Teil dieses Mehrbedarfsstromes; die betreffende Ausgleichmaschine in diesem Teil der Anlage samt ihren Leitungen führen bei der Spannung $\frac{E}{n}$ den vollen Strom J_n.

Ganz gleiche Verhältnisse hat man in Wechselstromkreisen bei Verwendung eines Autotransformators. Nach Fig. 4 liefert die Wechselstrommaschine G den beiden Leitern A und C eine konstante Spannung E_1 und führt mit diesen Leitern neben dem Erregerstrom i^1 zur Bestreitung der Magnetisierungsarbeit den Betriebsstrom $\frac{J}{n}$ Amp., bei der vollen Spannung E. Die Leiter für den Niederspannungskreis mit dem sekundären Teil des Transformators führen bei der Teilspannung von ungefähr $\frac{E}{n}$ Volt den vollen sekundären Strom J.

Bisher waren die einzelnen Ausgleichmaschinen unter sich völlig gleich. Praktisch kommen auch Fälle vor, wo dies nicht zutrifft. Ein solches System ist in Fig. 5 dargestellt. Darin bezeichnet E die Gesamtspannung zwischen den Aussenleitern, e_1, e_2 und e_3 die unter sich in einem bestimmten Verhältnis stehenden elektromotorischen Kräfte der unter sich mechanisch starr verbundenen Ausgleichmaschinen, i^1 den Leerlaufstrom, p die Leerlaufarbeit, so dass also wieder $p = E \cdot i^1$ ist, n und m die Verhältniszahlen der elektromotorischen Kräfte der Maschinen, so dass also $e_2 = n \cdot e_1$ und $e_3 = m \cdot e_1$ ist, r_1, r_2 und r_3 die Ankerwiderstände, R_1 den Gesamtwiderstand, also $R = r_1 + r_2 + r_3$; J_1, J_2, J_3 die einzelnen Netzströme; endlich ist $a = \frac{1}{1+n+m}$, $b = \frac{n}{1+n+m}$, $c = \frac{m}{1+n+m}$ und $a + b + c = 1$.

Durch die gleichen Ueberlegungen wie früher findet man:

$$\left.\begin{aligned} i_1 &= i^1 + (a-1) J_1 + b J_2 + c J_3 \\ i_2 &= i^1 + a J_1 + (b-1) J_2 + c J_3 \\ i_3 &= i^1 + a J_1 + b J_2 + (c-1) J_3 \end{aligned}\right\} \quad \dots\dots\dots \quad 20)$$

ferner

$$e_1 = \frac{E - R \cdot (i^1 + aJ_1 + bJ_2 + cJ_3) + J_1 r_1 + J_2 r_2 + J_3 r_3}{1+n+m} \quad 21)$$

ebenso e_2 und e_3 endlich

$$\left.\begin{aligned} e_{AB} &= e_1 + i_1 r_1 \\ e_{BC} &= e_2 + i_2 r_2 \\ e_{CD} &= e_3 + i_3 r_3 \end{aligned}\right\} \quad \dots\dots\dots\dots\dots \quad 22)$$

In all diesen Gleichungen sind Motorströme positiv, Generatorströme negativ zu setzen. Wenn

$$\frac{e_1}{r_1} = \frac{e_2}{r_2} = \frac{e_3}{r_3} \quad \dots\dots\dots \quad 23)$$

dann ändern die nach Gleichung 21) bestimmten Werte von e_1, e_2 und e_3 ihren Betrag bei keiner Belastung und ein solches System heisst symmetrisch. Ist die Bedingung 23) nicht erfüllt dann ist das System ein unsymmetrisches. In einem solchen ändern sich mit der Belastung auch die elektromotorischen Kräfte der Maschinen und die Umdrehungszahlen.

Für den in Fig. 5 dargestellten Fall sei beispielsweise die Gesamtspannung $AD = 600$ Volt, $AB = 100$ Volt, $BC = 300$ Volt und $CD = 200$ Volt. Ein solches System ist dann sehr wertvoll, wenn Nebenschlussmotore bei verschiedenen Tourenzahlen laufen sollen, da in ihm in Stufen von 100 Volt alle Spannungen von -600 bis $+600$ Volt zur Verfügung stehen. Ferner ist angenommen $i^1 = 3$ Amp., $r_1 = 0{,}1$ Ohm, $r_2 = 1$ Ohm, $r_3 = 0{,}4$ Ohm, $R = 1{,}5$ Ohm, $J_1 = 0$ Amp., $J_2 = 60$ Amp., $J_3 = 90$ Amp. Das System ist unsymmetrisch, da $\frac{e_1}{r_1} = 1000$, $\frac{e_2}{r_2} = 300$, $\frac{e_3}{r_3} = 500$.

Es berechnet sich $n = 3$, $m = 2$, $a = \frac{1}{6}$, $b = \frac{1}{2}$, $c = \frac{1}{3}$, ferner aus Gleichung 20)

$$i_1 = 3 + 0 + \frac{1}{2} \cdot 60 + \frac{1}{3} \cdot 90 = +63 \text{ Amp.}$$

$$i_2 = 3 + 0 - \frac{1}{2} \cdot 60 + \frac{1}{3} \cdot 90 = +3 \quad „$$

$$i_3 = 3 + 0 + \frac{1}{2} \cdot 60 - \frac{2}{3} \cdot 90 = -27 \quad „$$

Die Maschinen e_1 und e_2 sind, wie man sieht, Motore, während e_3 Generator ist.

$$e_1 = \frac{600 - 1{,}5 \cdot (3 + 0 + 30 + 30) + 0 + 60 + 36}{6} = 100{,}25 \text{ Volt.}$$

$$e_2 = 3 \cdot 100{,}25 = 300{,}75 \text{ Volt.}$$

$$e_3 = 2 \cdot 100{,}25 = 200{,}50 \text{ Volt.}$$

Bei unbelastetem System $J_1 = J_2 = J_3 = 0$ ist

$$e_1 = \frac{600 - 1{,}5 \cdot 3}{6} = 99{,}25 \text{ Volt.}$$

Aus dem Vergleich der beiden Werte für e_1 ersieht man, dass bei diesem unsymmetrischen System bei der angenommenen Belastung die Umdrehungszahl um 1 v. H. zunimmt.

Aus Gleichung 22) ergibt sich:

$$\begin{aligned} e_{AB} &= 100{,}25 + 0{,}1 \cdot 63 &&= 106{,}55 \text{ Volt.} \\ e_{BC} &= 300{,}75 + 1 \cdot 3 &&= 303{,}75 \quad „ \\ e_{CD} &= 200{,}50 - 0{,}4 \cdot 27 &&= 189{,}70 \quad „ \\ e_{AD} &= E &&= 600{,}00 \text{ Volt.} \end{aligned}$$

Die Gleichungen 20), 21) und 22) gelten ganz allgemein und können auf jedes Ausgleichsystem mit gekuppelten Nebenschlussmaschinen, konstanter Aussenspannung, konstanter Leerlaufsarbeit und konstantem Ankerwiderstand angewandt werden. Die Gleichungen 20) und 21) lauten in ihrer allgemeinsten Form:

$$i_m = i^1 + a \cdot J_1 + b J_2 + \dots\dots + (m-1) J_m + \dots\dots + n \cdot J_n$$

$$e_1 = \frac{E - R \cdot (i^1 + \Sigma n \cdot J_n) + \Sigma J_n \cdot r_n}{1 + \Sigma n.}$$

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Die Dampfturbinen. Mit einem Anhang über die Aussichten der Wärmekraftmaschinen und über die Gasturbine. Von *Stodola*, Professor am Eidgenössischen Polytechnikum in Zürich. Dritte, bedeutend erweiterte Auflage mit 434 Abb. und 3 lith. Tafeln. Berlin, 1905. Julius Springer. Preis geb. 20 M.

Berliner Bau-Jahrbuch für Veranschlagung und Verdingung. Herausgegeben von *R. Lang*, Regierungsbaumeister. Mit 250 Abb. 2. Jahrgang. Berlin, 1905. Otto Elsner. Preis geb. 5 M.

Handkommentar zur Eisenbahn-Verkehrsordnung. Aus der Praxis für die Praxis bearbeitet von Dr. jur. *W. Hertzer*, Strassburg i. E. Berlin, Otto Liebmann. Preis geb. 4 M.

Das System der Welt. Grundzüge einer Physik des organischen Lebens. Von *Adolf Wagenmann*. 1. Band: Der Ursprung von Energie und Materie. Mit 40 Abb., 11 mehrfarbigen Tafeln und einer Reproduktion von Max Klingers Drama. Cannstatt. Selbstverlag. Preis geh. 6 M.

Manuale dell Ingegnere Elettricita per *Attilio Marro*, Ingegnere della Società di elettricità Alioth di Basilea con 192 Incisioni e 115 tabelle. Milano, 1905. Ulrico Hoepli.

Bericht über den 9. Allgemeinen Deutschen Bergmannstag zu St. Johann-Saarbrücken vom 7.—10. September 1904. Mit 58 Abb. und 10 lithogr. Tafeln. Berlin, 1905. Julius Springer.

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

86. Jahrg., Bd. 320, Heft 24. **Berlin, 17. Juni 1905.**

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Das Eisenbahn- und Verkehrswesen auf der Weltausstellung in St. Louis 1904.

Von Professor **M. Buhle** und Dipl.-Ing. **W. Pfitzner**, Dresden.

(Fortsetzung von S. 356 d. Bd.)

5. Besondere Einzelteile von Lokomotiven.

Wie schon eingangs erwähnt, ist der Bezug von Ausrüstungsteilen, Ventilen, Bremsen usw. seitens der Lokomotivfabriken von Spezialfabriken in Amerika sehr ausgedehnt, und dies Verfahren geht oft so weit, dass sogar die wichtigsten Teile der Dampfmaschine aus anderen Fabriken stammen. Auf der Ausstellung waren eine Reihe von Firmen vertreten, die solche Hilfsteile ausstellten; am interessantesten waren darunter die von der *American Balanced Valve Co.* vorgeführten Schieberkonstruktionen.

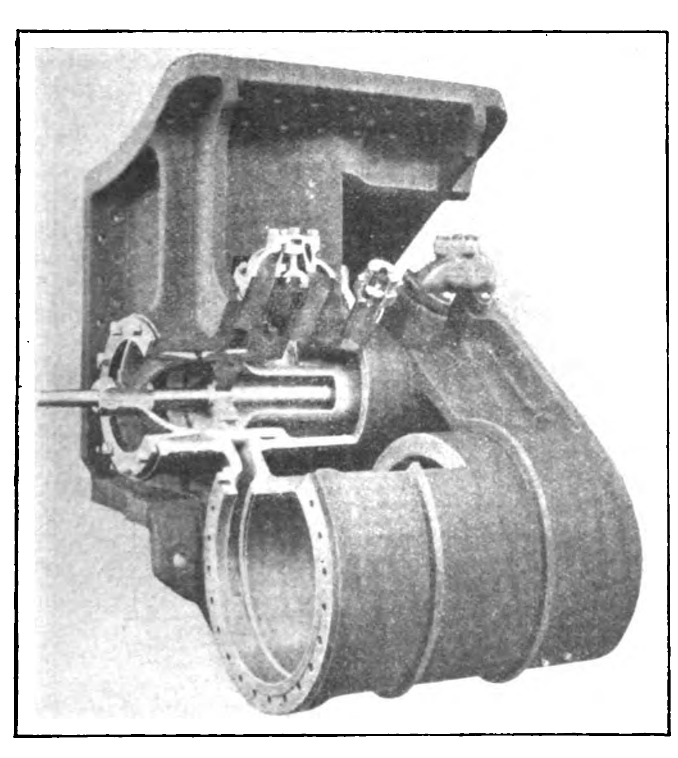


Fig. 78. Kolbenschieber der American Locomotive Co.

Im allgemeinen ist in Amerika ein Uebergang vom Flachschieber zum Kolbenschieber zu bemerken. Die *American Lokomotive Co.* z. B. hat bereits im Jahre 1903 etwa die Hälfte aller Lokomotiven mit Kolbenschiebern ausgerüstet, hauptsächlich um bei den immer grösser werdenden Dampfdrücken eine geringere Schieberreibung zu haben, dann auch, um günstigere Dampfwege mit geringerer Oberfläche zu bekommen. Die von der *American Locomotive Co.* ausgeführte Konstruktion ist in Fig. 78 dargestellt. Der Kolbenschieber ist mit Kolbenringen von winkelförmigem Querschnitt gedichtet, so dass die Dampfabschlüsse sehr scharf erfolgen und keine Drosselung durch den Schieberkörper eintritt. Die Dampfwege sind sehr kurz. Als Sicherheitsventile bei Ueberdruck im Zylinder sind Umströmventile vorgesehen, die zwischen

Fig. 79. Fig. 80.
Kolbenschieber der American Balanced Valve Co.

Frischdampfkammer und Zylinderkanälen liegen (in Fig. 78 einmal geschnitten, einmal geschlossen dargestellt) und sich nach der Frischdampfkammer hin öffnen. Diese Ventile dienen gleichzeitig dazu, beim Leerfahren der Lokomotive eine Verbindung zwischen den beiden Kolbenseiten herzustellen, um die sonst eintretende Kompression der Luft zu vermeiden.

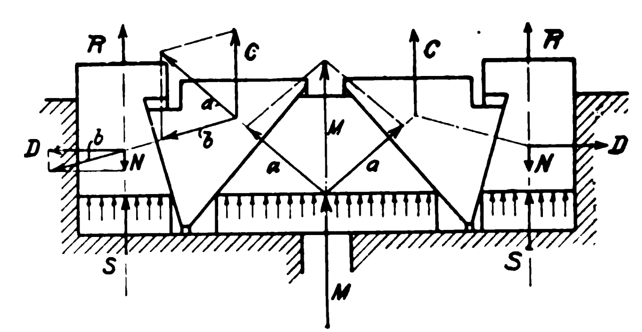


Fig. 81. Anpressung der Kolbenringe von Fig. 79.

Die *American Balanced Valve Co.*, San Francisco, Cal., führte nun neben einigen bekannten Konstruktionen von entlasteten Flachschiebern einen Kolbenschieber vor, der verschiedene Mängel der gewöhnlichen Ausführungen vermeiden soll, vor allem die Undichtheit der eingeschliffenen Kolbenschieber ohne Dichtungsringe, und die über-

mässige Abnutzung der durch Dampfdruck angepressten Dichtungsringe. Die Konstruktion ist in Fig. 79—81 dargestellt.

Es werden an jedem Schieberende drei geschlitzte, ausdehnbare, und zwei ungeteilte Ringe verwendet, die mit Kegelflächen aufeinander liegen. Durch eingegossene Oeffnungen im Schieberkörper wird der Frischdampf unter die Ringe geleitet, die geteilten Ringe (in der Fig. 79 von schwarzem Querschnitt) werden also nach aussen gepresst. Dabei legt sich der mittlere Ring gegen die beiden geschlossenen Ringe, die äusseren Ringe suchen sich dagegen unter dem Dampfdruck nach aussen, unter der Einwirkung der festen Ringe nach innen zu bewegen. Es findet also eine Entlastung der steuernden Ringe statt; die Grösse der Entlastung ist durch die Wahl der Ringbreiten und die Lage der Kegelflächen ziemlich beliebig. In Fig. 81 ist die Kräfteverteilung näher dargestellt, ohne Berücksichtigung der Reibung, die bei bewegtem Schieber als nicht vorhanden angesehen werden kann. Der Dampfdruck *M* auf den mittleren Ring liefert die Anpressungskräfte *a* gegen die geschlossenen Ringe. Kraft *a* zerlegt sich in eine weitere Anpressungskomponente *b* und in eine nach aussen gerichtete Kraft *C*, die von dem geschlossenen Ringe aufgenommen wird. Die Kraft *b* liefert eine dem Dampfdruck *S* entgegengerichtete Komponente *N* und eine Anpressungskraft *D* gegen die Wände des Schieberkörpers. Die Kraft *R*, mit der die steuernden Ringe an die Schieberspiegel angepresst werden, ist also die Differenz von S und *N*.

Während also die Steuerringe mit einer verhältnismässig kleinen Kraft angepresst werden, sind zur Dichtung der seitlichen Berührungsflächen ziemlich grosse Komponenten vorhanden. Die Firma gibt an, dass besondere Sicherheitsventile an den Zylindern nicht nötig sind, dass also die Ringe bei Wasserdruck aus dem Zylinder her genügend nachgeben. Die Schlitzstellen aller Ringe sind sowohl am inneren Umfang als auch seitlich überlappt, wie es in Fig. 80 zu sehen ist.

Im Anschluss an diese Konstruktion sei hier noch eine Neuerung vorgeführt, die zwar nicht unmittelbar auf der Ausstellung zu sehen war, die jedoch vom Konstrukteur in St. Louis an anderer Stelle vorgeführt wurde. Es ist dies eine Verbesserung an der *Stephenson*-Steuerung, ausgeführt von der *Locomotive Appliance Co.*, Chicago, Ill.

Die Verbesserung zielt darauf ab, die bei allen Kulissensteuerungen sehr frühzeitig beginnende Kompression später anfangen zu lassen, ebenso die Vorausströmung einzuschränken, kurz mit den Kulissensteuerungen ein dem Diagramm stationärer Dampfmaschinen ähnliches Diagramm zu erzielen. Wenn dies möglich ist, dann ergibt sich bei gegebenen Zylinderabmessungen eine wesentliche bessere Dampfausnutzung, einmal wegen der volleren Diagramme, dann aber auch infolge der möglichen Verkleinerung des schädlichen Raumes oder besser der schädlichen Flächen. Die bei kleinen Füllungen sehr frühzeitig beginnende Kompression zwingt bei Lokomotiven zur Ausführung verhältnismässig sehr grosser schädlicher Räume, um die Kompressionsendspannung nicht allzu hoch werden zu lassen. Damit stehen stets grosse Abkühlungsflächen in Verbindung, die bei jeder Füllung entsprechende Kondensationsverluste und auch Spannungsverluste verursachen. Alle diese Verluste können eingeschränkt werden, wenn eine geringere Kompressionsdauer kleinere schädliche Räume auszuführen erlaubt.

Die Verbesserung, nach den Konstrukteuren *Allfree-Hubbell-Steuerung* genannt, besteht in einer Beeinflussung der normalen Schieberbewegung durch eine vom Kreuzkopf der Maschine abgeleitete Zusatzbewegung, ohne Aenderung der gewöhnlichen Steuerung und der gewöhnlichen Schieberformen, abgesehen, wenn der schädliche Raum das verlangt.

Die konstruktive Ausführung der wesentlichen Teile ist in Fig. 82—84 dargestellt. Fig. 83 zeigt die Schwinge, die die Ueberleitung der Bewegung von der innen liegenden Kulisse nach dem aussen befindlichen Schieberkasten vermittelt, in der Längsrichtung der Lokomotive gesehen. Bei *a* greift die Stange von der Kulisse an, bei *b* die Schieberstange. Dieser Angriff bei *b* geschieht unter Vermittlung eines drehbaren exzentrischen Bolzens, der aussen ein kleines Zahnrad trägt, in das ein vom Kreuzkopf mit Gegenhebel (Fig. 82) bewegtes Zahnsegment eingreift. Bei festgehaltener Kulisse bringt der Kreuzkopf demnach eine Drehung des exzentrischen Bolzens und damit eine kleine Schieberbewegung hervor, die sinusartig verläuft. Einem Hub des Kreuzkopfes entsprechen etwa $1^1/_2$ Umdrehungen des Bolzens. Diese Bewegung setzt sich nun mit der von der Kulisse kommenden normalen Schieberbewegung zusammen, der exzentrische Bolzen beschreibt

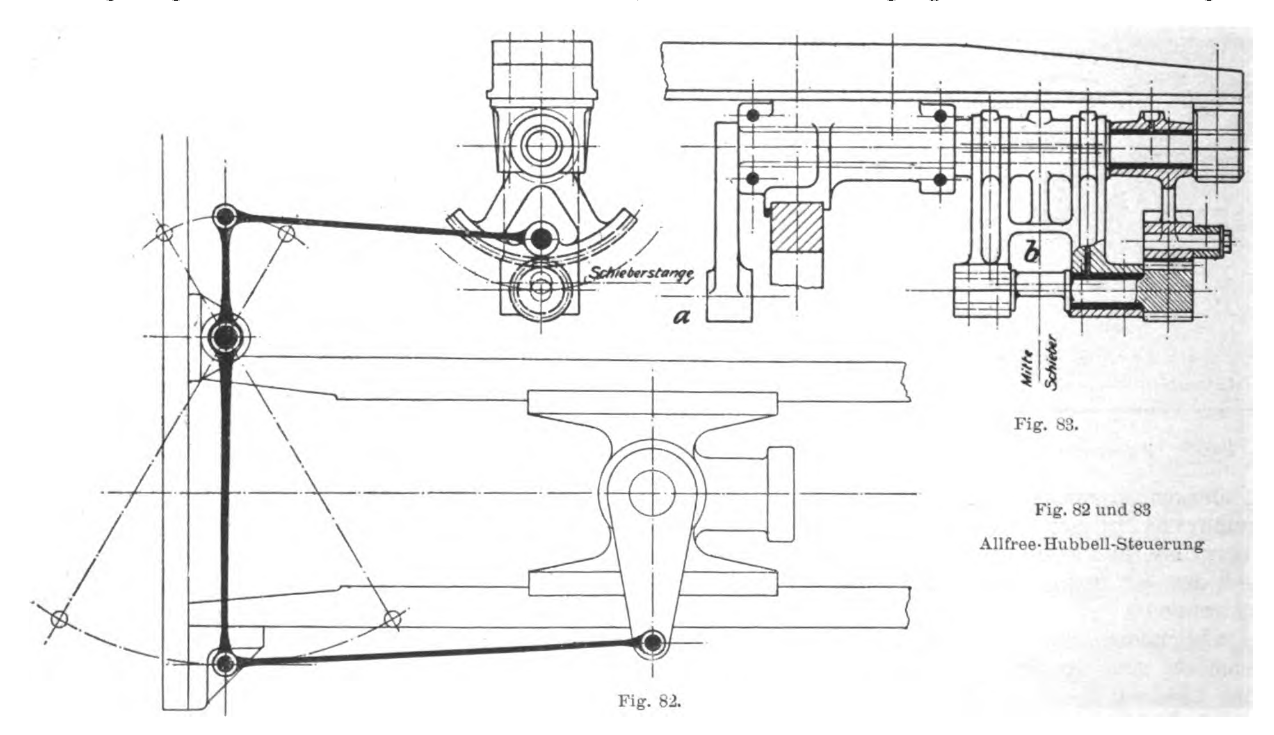


Fig. 82.

Fig. 83.

Fig. 82 und 83 Allfree-Hubbell-Steuerung

auf dem Schwingbogen des Haupthebels zykloidische Kurven, der Schieber selbst wird auf einigen Punkten seines Weges kurze Zeit festgehalten, andere Teile legt er mit

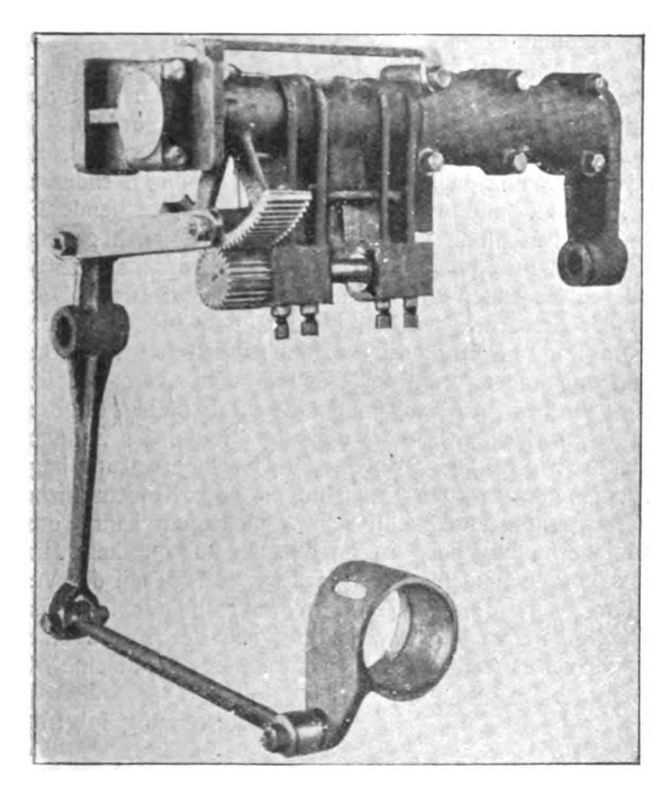


Fig. 84. Allfree-Hubbell-Steuerung.

beschleunigter Geschwindigkeit zurück. Die Schieberbewegung ist am besten aus dem Schieberwegdiagramm (Fig. 85) zu ersehen. Die ursprünglichen Ellipsen der *Stephenson*-Steuerung erscheinen an zwei Stellen nach unten und oben verdrückt, die Folge der flachen Sinusbewegung, die etwa der strichpunktierten Kurve entspricht. Bei dieser Form der Schieberellipsen rücken die Punkte

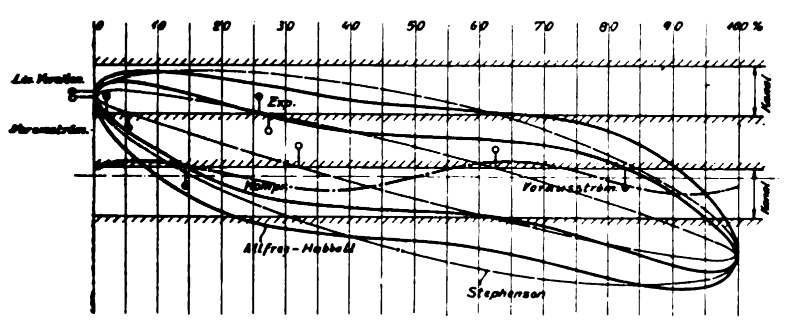


Fig. 85. Schieberellipsen der Allfree-Hubbell-Steuerung.

der Vorausströmung und der Kompression mehr an die Enden des Diagrammes, im zweiten Drittel des Hin- und Rückganges ist die Schieberbewegung für eine kurze Zeit fast Null. Die lineare Voreilung wird gegenüber der reinen *Stephenson*-Steuerung etwas vergrössert, die Voreinströmung selbst ist etwas verzögert. Nicht schön ist der bei grösseren Füllungen schleichend werdende Abschluss, der bei kleinen Füllungen dagegen etwas verbessert erscheint.

Die Wirkung der neuen Dampfverteilung ist in einem Vergleich mit der gewöhnlichen Steuerung in Fig. 86 zu ersehen. Die Fig. 86 enthält zwei Diagramme kleinerer Füllung der *Stephenson*-Steuerung, gestrichelt, dazu zwei Diagramme, die nach Anbringung des *Allfree - Hubbell*-Mechanismus mit demselben Zylinder ohne jede weitere Aenderung erhalten wurden. Augenscheinlich ist die Füllung bei den letzteren Diagrammen etwas kleiner als bei den anderen, trotzdem ist der mittlere Druck eine Kleinigkeit grösser, durch die später beginnende Kompression werden ziemlich bedeutende Diagrammflächen gewonnen.

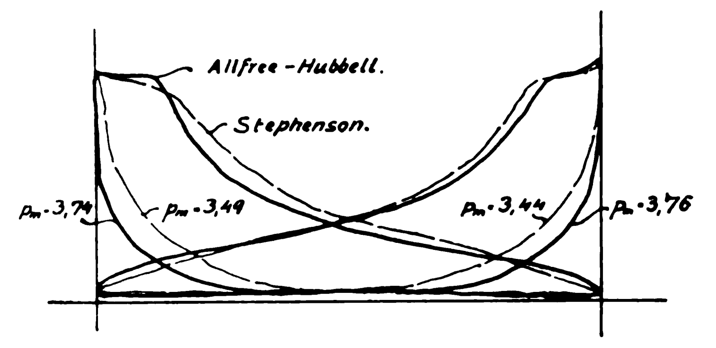


Fig. 86. Dampfdiagramm der gewöhnlichen Stephenson- und der Allfree-Hubbell-Steuerung.

Aus dem Diagrammbündel der Fig. 87 ist die Wirkung der Steuerung für weitere Füllungsgrenzen zu sehen, einen noch besseren Einblick in den erzielbaren Gewinn gibt Fig. 88, in der zwei Diagramme übereinander gezeichnet sind, von denen das eine einer gewöhnlichen, das andere einer *Allfree-Hubbell*-Lokomotive entnommen

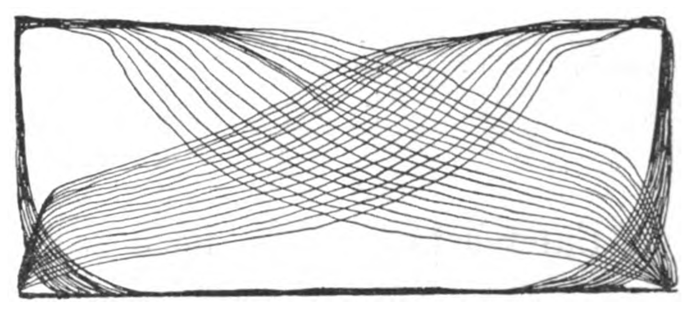


Fig. 87. Diagramme mit wachsender Füllung, Allfree-Hubbell-Steuerung.

worden ist, und zwar unter fast ganz gleichen Belastungsbedingungen. Bei der *Allfree-Hubbell*-Maschine waren die schädlichen Räume, soweit es die Kompression erlaubt, verkleinert, auf 2,4 v. H. gegen 8,81 v. H. bei der normalen Maschine. Es geschieht dies durch Teilung des Schiebers und Verkürzung der Dampfwege im Zylinder, unter möglichster Verringerung der Wandungsflächen. Die Folge dieser Aenderung, die eben nur durch die Aenderung in der Steuerwirkung möglich wird, ist eine bedeutend verringerte Zylinderkondensation, während bei der gewöhnlichen Steuerung 39 v. H. Füllung notwendig waren, um die verlangte Leistung zu erreichen, sind bei der geänderten Maschine nur noch 30 v. H. nötig. Diese Dampfersparnis macht sich bei den mit der neuen Steuerung ausgerüsteten Lokomotiven sehr bemerkbar. Die Vergleichsfahrten, denen die Diagramme in Fig. 88 entnommen sind, ergaben folgende Resultate:

Lokomotive: $^4/_5$-gek. G.-L.	No. 124.	No. 275.
Steuerung:	*Stephenson.*	*Allfree-H.*
Zylinderdurchmesser	508 mm	508 mm
Hub	660 mm	660 mm
Schädlicher Raum	8,81 v. H.	2,4 v. H.
Gewicht der Maschine	64 t	64 t
Wagenzahl	61	62
Zuggewicht	2240 t	2280 t
Strecke	65 km	65 km
Wirkliche Fahrzeit	3 St. 01 Min.	2 St. 32 Min.
Mittlere Geschwindigkeit	21,6 km/st	25,7 km/st
Wasserverbrauch	30,0 cbm	23,7 cbm

Diese Fahrten, die zugleich ein Bild vom Betriebe eines amerikanischen Güterzuges geben (grosses Gewicht,

beliebige Fahrzeit, da meist kein bestimmter Fahrplan für Güterzüge vorhanden ist), zeigen, dass die *Allfree-Hubbell*-Lokomotive ausser einer Zeitersparnis von 16 v. H. eine Wasser- und damit Kohlenersparnis von 21 v. H. erreicht

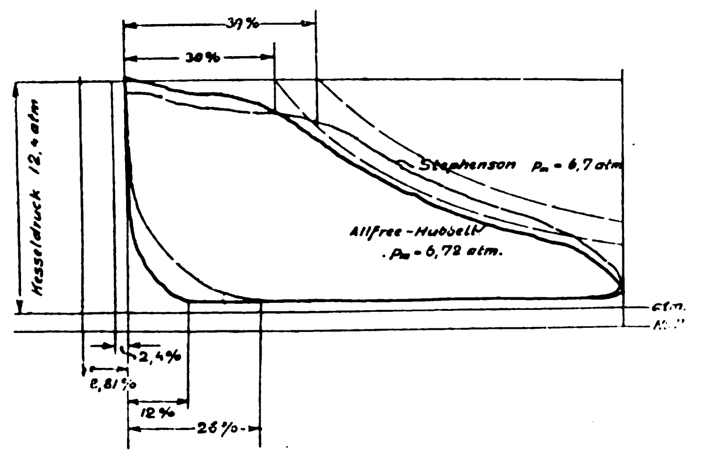


Fig. 88. Diagramme der Vergleichsfahrten Seite 371.

hat, dass also die Lokomotive bedeutend leistungsfähiger geworden ist als ihre sonst gleichartig gebaute Schwestermaschine.

Nach diesen, auf mehreren Bahnen durch ähnliche Versuche von durchaus glaubwürdiger Seite bestätigten Angaben dürfte der Gewinn dem durch Verbundwirkung oder Heissdampf erzielten ungefähr gleichkommen. In Anbetracht der geringen Komplikation der Steuerung, die nach Angabe der Bahnverwaltungen ohne besonders grosse Kosten angebracht und in Stand gehalten werden kann, ist das ein sehr günstiges Ergebnis, das weitere Beachtung verdient.

Die Anbringung der *Allfree - Hubbell* - Steuerung ist an jeder Kulissensteuerung möglich, und zwar ohne wesentliche Aenderung in der allgemeinen Anordnung im jeweiligen Fall. Verschiedene Bahnen haben alte Lokomotiven nachträglich umbauen lassen, ohne Aenderung der Zylinder, und sie haben stets zufriedenstellende Ergebnisse berichtet. Insbesondere hat sich auch gezeigt, dass das Zahnsegment und Zahnrad keinen Anlass zu besonderen Bedenken gibt. Es ist dies ein Vorwurf, den man der Steuerung machen könnte, dass sie eine Zahnübertragung benötigt, die wahrscheinlich einer starken Abnutzung unterworfen ist. Wenn man aber bedenkt, dass zwischen dem Angriffspunkt der Schieberstange an dem exzentrischen Bolzen und der Stelle des Zahneingriffes (s. Fig. 83) eine bedeutende Hebelübersetzung liegt, dass man ferner durch Entlastungen oder Kolbenschieber den Bewegungswiderstand sehr erniedrigen kann, dass auch einer genügenden Breite der Verzahnung kein Hindernis entgegen steht, dann wird die Haltbarkeit der Verzahnung auf grössere Zeit sehr wahrscheinlich. In der Tat zeigten Zähne, die nach Angabe der Firma einen zweijährigen Betrieb durchgemacht hatten, kaum eine Abnutzung.

(Fortsetzung folgt.)

Untersuchung eines flachen Bogens mit festen Kämpfergelenken beansprucht von horizontalen Kräften.

Von Prof. **G. Ramisch** in Breslau.

I.

Bis jetzt hat man durchweg nur solche Systeme untersucht, welche, nachdem sie statisch bestimmt gemacht worden sind, ein festes und ein horizontal bewegliches Auflager enthielten und die Belastungen senkrecht zur Bahn des beweglichen Auflagers gerichtet waren. *Hier nehmen wir die Kräfte parallel zur Bahn des beweglichen Auflagers* an und behandeln dabei den flachen Bogen, dessen kreisförmige elastische Linie, d. h. die Verbindungslinie der Querschnittschwerpunkte, wir als Parabel auffassen dürfen.

Wir machen in Fig. 1 den Bogen dadurch statisch bestimmt, dass das linke Auflager A fest liegen bleibt und das rechte Auflager B parallel zur Geraden $\overline{AB}$, nämlich auf der Bahn $\overline{mn}$ beweglich gemacht wird. Der Bogen sei vorläufig nur von der Kraft P, welche parallel zu $\overline{mn}$ liegen soll, im Punkte D angreift, beansprucht, und habe p zum Abstand von A. Ist l die Spannweite $\overline{AB}$ und f die Pfeilhöhe $\overline{MN}$ des Bogens, so ist das Biegungsmoment für einen Punkt C rechts von D

$$M = \frac{P \cdot p}{l} \cdot x - H \cdot y \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 1)$$

Hierbei wirkt die Kraft H im Punkte B parallel zu mn und in Richtung von n nach m; sie ist vorläufig noch unbestimmt, soll jedoch den Zweck erfüllen, dass sie trotz der Einwirkung von P die Beweglichkeit des Auflagers B verhindern kann. — Wir gehen zunächst darauf hinaus, ihre Grösse zu ermitteln. Dann sind in dieser Gleichung y der Abstand des Punktes C von $\overline{AB}$ und x der Abstand des Punktes B von y. Wir nennen E den überall konstanten Elastizitätsmodul, J das überall konstante Trägheitsmoment des Querschnitts, ds das Element des Bogens und $d\gamma$ den unendlich kleineren Winkel, mit dem sich die Bogenteile $\overline{AC}$ und $\overline{BC}$ gegenseitig

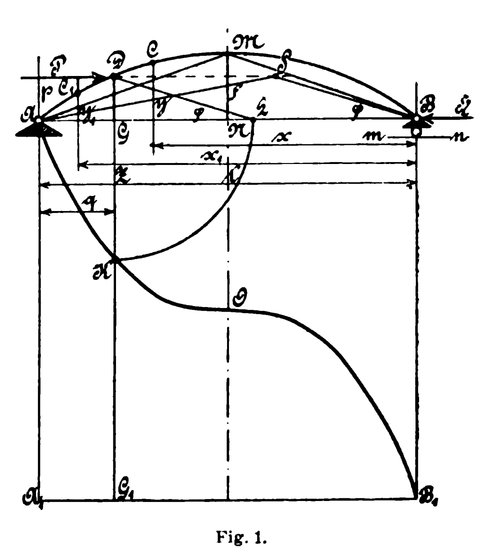


Fig. 1.

drehen, wenn einzig und allein die Faserelemente des Querschnitts von C elastisch sind; es ist dann auch:

$$M = \frac{E \cdot J \cdot d\gamma}{ds} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 2)$$

und diese Gleichung gilt für alle Punkte des Bogens, so dass wir sie später nicht mehr anzugeben brauchen. Beim flachen Bogen darf man statt dem Element ds seine Pro-

jektion dx auf $\overline{AB}$ setzen und erhält hierdurch aus den beiden Gleichungen:

$$E.J.d\gamma = \left(\frac{P.p}{l}.x - H.y\right)dx.$$

Infolge der Kraft P verändert der Bogen seine Gestalt und der Punkt B bewegt sich um eine unendlich kleine Strecke, die wir $d\delta$ nennen. Mittels kinematischer Geometrie lässt sich ableiten, dass

$$d\delta = y.d\gamma$$

ist und daher entsteht:

$$E.J.d\delta = \frac{P.p}{l}.x.y.dx - H.y^2.dx$$

aus den beiden letzten Gleichungen.

So kann man die Faserelemente aller Querschnitte von D bis B als elastisch, die übrigen aber als starr annehmen und die so entstandenen $d\delta$ sämtlich addieren, wodurch man erhält, wenn δ die Summe ist:

$$E.J.\delta = \frac{P.p}{l}\int_B^D x.y.dx - H.\int_B^D y^2.dx \quad . \quad 3)$$

Weiter ist C_1 der Schwerpunkt eines Querschnitts links von D und wir nennen y_1 seinen Abstand von $\overline{AB}$ und x_1 der Abstand des Punktes B von y_1, so ist dafür das Biegungsmoment:

$$M = \frac{P.p.x_1}{l} - P.(p - y_1) - H.y_1 \quad . \quad . \quad 4)$$

Daher hat man mit Rücksicht auf Gleichung 2):

$$E.J.d\gamma = \left(\frac{P.p}{l}.x_1 - Pp + P.y_1 - H.y_1\right).dx.$$

Sind nur die Fasern des Querschnitts von C_1 elastisch, so legt B dabei den Weg $d\delta_1$ zurück und es ist:

$$d\delta_1 = y_1.d\gamma,$$

so dass nunmehr entsteht:

$$E.J.d\delta_1 = \left(P.\frac{p}{l}.x_1 - P.p + Py_1 - H.y_1\right)y_1.dx.$$

Diese Gleichung kann man für alle Querschnitte zwischen A und D bilden und sämtliche $d\delta_1$ zusammenzählen. Ist δ_1 die so entstandene Summe, so ergibt sich:

$$E.J.\delta_1 = \frac{P.p}{l}\int_A^D x_1.y_1.dx - P.p.\int_A^D y_1.dx + P.\int_A^D y_1^2.dx - H.\int_A^D y_1^2\,dx.$$

Damit nun das Auflager B auch unbeweglich bleibt, der Bogen also zwei feste Kämpfergelenke hat, muss $\delta + \delta_1 = 0$ *sein* und es folgt aus diesem und der Gleichung 3:

$$\frac{P.p}{l}\left\{\int_B^D xy.dx + \int_A^D x_1.y_1.dx\right\} - P.p.\int_A^D y_1.dx + P.\int_A^D y_1^2.dx = H.\left\{\int_B^D y^2.dx + \int_A^D y_1^2.dx\right\}$$

Hierbei ist jedoch der Einfluss der Komponente normal zum Querschnitt jedesmal als ausserordentlich gering vernachlässigt worden. Letzte Gleichung dient zur Berechnung der statisch unbestimmten Kraft H, welche sich jedoch wesentlich vereinfachen lässt, was hiermit geschehen soll.

Zunächst kann man setzen:

$$\int_B^D y^2.dx + \int_A^D y_1^2.dx = \int_A^B y^2.dx$$

und es ist:

$$y = \frac{4.f.x}{l^2}(l - x),$$

welche Gleichung genau für die Parabel und sehr angenähert für den flachen Kreisbogen giltig ist.

Wir haben daher:

$$\int_A^B y^2.dx = \frac{16.f^2}{l^4}.\int_0^l (l^2x^2 - 2lx^3 + x^4).dx = \frac{8}{15}.f^2.l.$$

Dann ist:

$$\int_B^D x.y.dx + \int_A^D .x_1.y_1.dx = \int_A^B x.y\,dx$$

und dieser Ausdruck ist nichts anderes als das statische Moment der Fläche, die von $\overline{AB}$ und dem Bogen begrenzt ist in bezug auf eine Achse durch B, die normal zu $\overline{AB}$ liegt. Nennen wir F den Inhalt der Fläche, so ist:

$$\int_A^B xy.dx = F.\frac{l}{2}$$

und $\int_A^D y_1.dx$ ist der Inhalt der Fläche, welche von der Normalen $\overline{DG}$ auf $\overline{AB}$, dem Bogen AD und der Strecke $\overline{AG}$ begrenzt ist. Wir erhalten daher, wenn wir diese Fläche F_1 nennen:

$$\frac{P.p}{l}.\left\{\int_B^D x.y.dx + \int_A^D x_1.y_1.dx\right\} - P.p.\int_A^D y_1.dx = P.p.\left(\frac{F}{2} - F_1\right)$$

und es ist: $\frac{F}{2} = \frac{1}{3}.f.l.$

Ferner ist:

$$\int_A^D y_1.dx = \int_0^q \frac{4.fx}{l^2}(l - x).dx,$$

wobei q die Strecke $\overline{AG}$ ist. Dieser Integral ist nun:

$$\frac{4.f}{l^2}.q^2\left(\frac{1}{2}l - \frac{1}{3}q\right),$$

so dass man hat:

$$\frac{F}{2} - F_1 = \frac{1}{3}.f.l - \frac{4f}{l^2}.q^2\left(\frac{1}{2}l - \frac{1}{3}q\right).$$

Endlich ist:

$$\int_A^D y_1.dx = \frac{16.f^2}{l^4}\int_0^q (l^2x^2 - 2lx^3 + x^4).dx.$$

Man hat also durch Integration:

$$\int_A^D y_1^2.dx = \frac{16.f^2}{l^4}.q^3.\left(\frac{l^2}{3} - \frac{1}{2}l.q + \frac{1}{5}q^2\right).$$

Aus diesen Gleichungen entsteht endlich:

$$H = \frac{1}{2}.P.\left(\frac{q}{l}\right).\left\{5 - 5.\left(\frac{q}{l}\right) - 10.\left(\frac{q}{l}\right)^2 + 20.\left(\frac{q}{l}\right)^3 - 8\left(\frac{q}{l}\right)^4\right\}$$

und hiermit ist die unbestimmte Kraft H berechnet.

Setzt man:

$$\frac{1}{2}\, 1 \,.\left(\frac{q}{l}\right).\left\{5 - 5\,.\left(\frac{q}{l}\right) - 10\,.\left(\frac{q}{l}\right)^2 + 20\,.\left(\frac{q}{l}\right)^3 - 8\,.\left(\frac{q}{l}\right)^4\right\} = z \quad . \quad . \quad 5),$$

dann hat man einfacher:

$$H = \frac{P\,.\,z}{l} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 6)$$

Man nehme der Reihe nach $\frac{q}{l} = 0,\ 0{,}1,\ 0{,}2,\ 0{,}3,\ 0{,}4,\ 0{,}5,\ 0{,}6,\ 0{,}7,\ 0{,}8,\ 0{,}9$ und $1{,}0$ und erhält $\frac{z}{l} = 0{,}00000,\ 0.22096,\ 0{,}37472,\ 0{,}46128,\ 0{,}49504,\ 0{,}50000,\ 0{,}50496,\ 0{,}53872,\ 0{,}62528,\ 0{,}77904$ u. $1{,}0000$.

Man nehme AB zur Q-Achse eines rechtwinkligen Koordinatenkreuzes mit A als Koordinatenanfangspunkt an, dessen andere Achse Z heisst, und zeichne in Fig. 1 nach den Gleichungen 5) und 6) die Kurve hin, so ist dieselbe die Einflusslinie zur Bestimmung des Horizontalschubes im Punkte B.

Die Einflusslinie ist mit Hilfe der berechneten Zahlen für $\frac{z}{l}$ in Fig. 1 gezeichnet worden.

Wirken demnach auf den Bogen die Kräfte P_1, P_2, P_3 usw. und sind z_1, z_2, z_3 usw. deren entsprechenden Ordinaten der Einflusslinie, so entsteht in B der Horizontalschub:

$$H = \frac{1}{l}\,.\,(P_1\,.\,z_1 + P_2\,.\,z_2 + P_3\,.\,z_3 + \ldots).$$

Wenn das System statisch bestimmt ist, also das Auflager B sich bewegen kann, so wird nur im Punkt A ein Horizontalschub ausgeübt, welcher gleich der horizontalen Kraft P ist. Wirkt noch weiter in B die Horizontalkraft H, so entsteht in A eine gleiche Kraft H, welche aber entgegengesetzt gerichtet ist. Wenn daher das System statisch unbestimmt ist, so wirkt in A der Horizontalschub:

$$H' = P - H,$$

d. h. mit Rücksicht auf Gleichung 6) ergibt sich:

$$H' = P\left(\frac{l - z}{l}\right).$$

Man ziehe die Parallele $\overline{A_1 B_1}$ zu $\overline{AB}$ im Abstande l und verlängere $\overline{GK}$ bis zum Schnittpunkte G_1 mit $\overline{A_1 B_1}$, so ist: $\overline{G_1 K} = l - z$, wobei K ein Punkt der Einflusslinie ist. Setzt man $l - z = z'$, so hat man:

$$H' = P\,.\,\frac{z'}{l} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 7)$$

Hieraus folgt, dass die Einflusslinie für H zugleich auch Einflusslinie für H' ist, die Q-Achse ist aber nicht mehr $\overline{AB}$, sondern A, B_1. Nennen wir also die entsprechenden Ordinaten für dieses Koordinatenkreuz mit A_1 als Anfangspunkt z_1', z_2', z_3' usw. für P_1, P_2, P_3 usw., so ergibt sich die Horizontalkraft in A

$$H' = \frac{1}{l}\,.\,(P_1\,.\,z_1' + P_2\,.\,z_2' + P_3\,.\,z_3' + \ldots).$$

Wir haben also sowohl zur Bestimmung von H als als auch von H' die Strecke l zum Divisor. Ist im besonderen der Bogen von A an mit g für die Längeneinheit gleichmässig belastet bis zum Abstand p, wozu die Abszisse q gehört, so entsteht der Horizentalschub:

$$H = \frac{1}{2}\,.\,g\,.\int_0^{q}\left(5\,.\left(\frac{q}{l}\right) - 5\,.\left(\frac{q}{l}\right)^2 - 10\,.\left(\frac{q}{l}\right)^3 + 20\,.\left(\frac{q}{l}\right)^4 - 8\,.\left(\frac{q}{l}\right)^5\right) dq$$

$$= \frac{1}{2}\,gl\left(\frac{5}{2}\left(\frac{q}{l}\right)^2 - \frac{5}{3}\left(\frac{q}{l}\right)^3 - \frac{10}{4}\left(\frac{q}{l}\right)^4 + \frac{20}{5}\left(\frac{q}{l}\right)^5 - \frac{8}{6}\left(\frac{q}{l}\right)^6\right).$$

Hieraus entsteht für $q = l$

$$H = \frac{1}{2}\,.\,g\,.\,l$$

und für $q = \frac{l}{2}$

$$H = \frac{35}{192}\,.\,gl \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 8)$$

In der Praxis kommt der Fall am meisten vor, dass $q = \frac{l}{2}$ ist, z. B. beim Winddruck. Es hat dann der Horizontalschub in B den ebengefundenen Wert, der Horizontalschub in A ist jedoch:

$$H' = \frac{1}{2}\,gl - \frac{35}{192}\,.\,gl,$$

d. h.

$$H' = \frac{61}{192}\,.\,gl \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 9)$$

Uebrigens ist unter allen Umständen, sei es, dass es sich um Einzellasten, um kontinuierliche oder um gemischte Belastung handelt, *die Summe der Horizontalkräfte in A und B gleich der gesamten Belastung des Bogens*, wie sich aus den Gleichungen 6) und 7) sofort ergibt.

Die Kraft P bringt im Punkte B den zu $\overline{mn}$ senkrechten Auflagerdruck $P\,.\,\frac{p}{l}$, von unten nach oben wirkend hervor, und ausserdem noch die Horizontalkraft H. Im Punkte A bringt P den ebenfalls zu $\overline{mn}$ senkrecht gerichteten Auflagerdruck $P\,.\,\frac{p}{l}$, welcher aber von oben nach unten wirkt, und die Horizontalkraft H' hervor. Man vereinige sowohl die in A als auch die in B wirkenden Kräfte zu Mittelkräften, und wenn S deren Schnitpunkt, so liegt derselbe auf P, und unsere Aufgabe soll es sein, die Lage des Punktes, welcher Kämpferdruckpunkt heisst, zu bestimmen: Bildet H mit der Mittelkraft den Winkel φ, so ist

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{P\,.\,\frac{p}{l}}{H}$$

und mit Rücksicht auf Gleichung 6) entsteht:

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{p}{z}.$$

Hieraus ergibt sich folgende Konstruktion für S: Man mache auf $\overline{AB}$ die Strecke $\overline{GL} = \overline{GK}$ und ziehe $\overline{LD}$. Hierlauf lege man zu $\overline{LD}$ die Parallele durch B und letztere trifft P in dem verlangten Punkte S.

Zeichnet man für verschiedene Lagen von P den Punkt S hin und verbindet die so entstandenen Kämpferdruckpunkte miteinander, so erhält man eine krumme Linie, welche Kämpferdrucklinie heisst; sie ist darum von Wichtigkeit, weil damit sehr rasch für Einzellasten die Auflagerdrucke und Horizontallasten gefunden werden können. Zeichnet man sie auf, so findet man, dass sie nicht sehr viel von der Verbindungslinie des Punktes B mit

dem Mittelpunkte M des Bogens abweicht, so dass die Gerade MB in der Praxis als Kämpferdrucklinie genommen werden kann, wenn die Last an der einen Bogenhälfte AM wirkt. Wirkt jedoch die Belastung an der anderen Bogenhälfte BM, so ist die noch zu ziehende Gerade AM als Kämpferdrucklinie angenähert zu nehmen.

Nehmen wir z. B. an, dass der halbe Bogen $\overline{AM}$ gleichmässig mit g für die Längeneinheit in Fig. 2 belastet ist, so ist die Gesamtbelastung $g \cdot \frac{l}{2}$ und der zu mn senkrechte Auflagerdruck ist nun

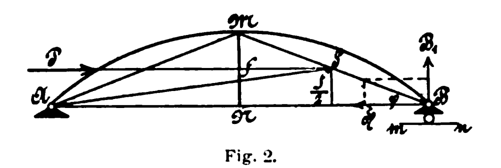


Fig. 2.

$$B_1 = \frac{gl}{2} \cdot \frac{\frac{f}{2}}{\frac{l}{4}} = \frac{g \cdot f}{4}.$$

In Wirklichkeit ist B_1 etwas grösser, weil die Mittelkraft $\frac{gl}{2}$ in einem etwas grösseren Abstande als $\frac{f}{2}$ wirkt. Wir haben:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\frac{f}{l}}{2} = \frac{2 \cdot f}{l} \text{ und } \operatorname{tg} \varphi = \frac{B_1}{H},$$

also:

$$H = \frac{gf}{4} \cdot \frac{l}{2f}$$

oder auch:

$$H = \frac{gl}{8} = 0{,}125\ gl,$$

und dieser Wert ist etwas zu klein. In Wirklichkeit ist $H = 0{,}182\ gl$ nach Gleichung 8). Nehmen wir also BM als Kämpferdrucklinie an, so erhalten wir einen kleineren Wert, weil die Mittelkraft $\frac{gl}{2}$ durch den Schwerpunkt des Bogens geht und sein Abstand von $\overline{AB}$ etwas grösser als $\frac{f}{2}$ ist. Da nun tatsächlich H grösser als $0{,}125 \cdot gl$, nämlich gleich $0{,}182\ gl$ ist, so ist hier an einem Sonderfalle bestätigt, dass die Benutzung von $\overline{BM}$ und $\overline{AM}$ zur Kämpferdrucklinie genügend genaue Ergebnisse liefert.

(Schluss folgt.)

Neuere Festigkeits-Probiermaschinen.

Von Professor **M. Rudeloff.**

Die wesentlichsten Bestandteile einer Festigkeits-Probiermaschine sind die Vorrichtung zur Erzeugung der Kraft, der Antrieb, und die Vorrichtung zum Messen der auf das Versuchsstück übertragenen Kraft oder der Belastung.

Zum Antriebe dienen die Schraube oder die hydraulische Presse. Der Antrieb mit Schraube hat den Vorzug, dass er ohne besondere Schwierigkeiten gestattet, die Formänderung des Versuchsstückes während der ganzen Dauer des Versuches stetig zu steigern, bei den einzelnen Versuchen die Geschwindigkeit in weiten Grenzen zu verändern und die Belastungen unterhalb der Streckgrenze bei jeder Grösse und beliebig lange gleichbleibend zu erhalten. Der letztgenannte Umstand spielt besonders dann eine Rolle, wenn die Belastung stufenweise gesteigert und die zugehörigen Formänderungen zur Bestimmung der Proportionalitäts- und Streckgrenze durch zeitraubende, feinere Messungen ermittelt werden sollen. Bei dem Antrieb mit hydraulischer Presse sind hierzu durchaus gut schliessende Kolbendichtungen und Ventile für den Zulass der Pressflüssigkeit notwendig; eine Forderung, die nur in den seltensten Fällen und durch grosse Sorgfalt in der Behandlung der Ventile zu erfüllen ist.

Sind die hydraulisch betriebenen Festigkeits-Probiermaschinen unmittelbar an die Druckpumpe angeschlossen, so ist hiermit der grosse Nachteil verbunden, dass Belastung und Formänderung der Probe stossweise gesteigert wird, was von nachteiligem Einfluss auf das Versuchsergebnis, besonders auf die Bruchfestigkeit der Probe sein kann. Zur Vermeidung dieses Uebelstandes verbindet man daher die hydraulischen Zylinder der Festigkeits-Probiermaschinen vielfach mit Gewichts- oder Gasdruckakkumulatoren. In ihnen wird bekanntlich eine grosse Menge Pressflüssigkeit dadurch aufgespeichert, dass sie mittels einer Pumpe unter einen Kolben gebracht wird, der entweder entsprechend dem gewünschten Druck mit Gewichten belastet ist oder auf dessen anderer Seite durch das Anheben des Kolbens ein Gasdruck erzeugt wird. Das Druckwasser wird dann aus dem Akkumulator stossfrei zum Zylinder der Probiermaschine geleitet. Derartige Einrichtungen sind in der Regel nur für ortsfeste Anlagen geeignet. Die Firma *Amsler-Laffon & Sohn* baut nun für den Betrieb von Festigkeits-Probiermaschinen eine doppeltwirkende Kolbenpumpe, deren Stösse durch einen mit hochgespannter Luft gefüllten Windkessel ausgeglichen werden. Ein mit letzterem verbundenes Federmanometer sorgt dafür, dass der gewünschte Höchstdruck nicht überschritten wird. Fig. 1—4 zeigen die gewählte Anordnung.

Die Druckflüssigkeit, Rizinusöl, tritt aus dem Behälter A bei B in die Pumpe und wird von dieser über O und N durch das Rohr C in den Zylinder D gedrückt. Sein oberer Teil d (Fig. 4) bildet den Windkessel. Nach unten wirkt das Oel auf den Kolben k. Dieser drückt den Rahmen E nach unten, wobei die Feder F dem im Zylinder herrschenden Flüssigkeitsdruck entsprechend zusammengepresst wird. Der obere Teil G des Rahmens trägt die Stange H (Fig. 1), die mittels Hebel die Ventilstange anhebt, bis das Ventil bei der dem beabsichtigten Höchstdruck entsprechenden Zusammendrückung der Feder F den Zutritt des Oeles zur Pumpe absperrt (Fig. 2). Nun läuft die Pumpe solange leer, bis der Druck im Zylinder D durch Entnahme von Oel zum Betrieb der Festigkeits-Probiermaschine wieder sinkt. Die Leitungen zu den Maschinen werden bei K (Fig. 3) an den Zylinder D (Fig. 1) angeschlossen. Bei n fliesst das Oel von den Maschinen in den Behälter A zurück.

Will man vorübergehend mit höherem Druck arbeiten, als der Einstellung der Feder F entspricht, so hebt man die Stange H von Hand an und tritt nun das Sicherheitsventil in Tätigkeit.

Eigenartig ist auch die Anordnung der Pumpe, indem nicht der Kolben, sondern das Pumpengehäuse bewegt wird. Die Bewegung erfolgt von der Kurbelwelle

U aus durch das die Querhäupter *a*, *b* verbindende Gestänge *s*. Zieht es das Pumpengehäuse *O* (Fig. 2) nach oben, so steigt das Oel von *B* aus in dem hohlen Kolben *P* an und gelangt über das Kugelventil *R* in den Raum *r*. Kehrt die Bewegung um, so schliesst sich das Kugelventil *R* und das Oel wird durch den Kanal *Q*, die beiden oberen Kugelventile *S* und *T* öffnend, in das Rohr *C* und den Zylinder *D* gedrückt.

Der Antrieb erfolgt entweder mittels Riemenscheiben (Voll- und Leerscheibe) oder mittels Elektromotors, wie Fig. 2 und 3 zeigen. Das in die Zahnung des Schwungrades *M* eingreifende kleine Rad ist dann aus Rohhaut gefertigt.

Zum Messen der Belastung sind bei den Maschinen mit Schraubenantrieb stets besondere Wiegeeinrichtungen erforderlich. Als solche sind in Anwendung: Hebelwagen mit aufzusetzenden Gewichten oder mit Laufgewicht, ferner Pendelwagen und neuerdings in ausgedehntem Masse sogen. Messdosen. Bei letzteren wird die zu messende Kraft in Flüssigkeitsdruck umgesetzt, der dann durch ein Manometer angezeigt wird. Die erste mit derartiger Messdose ausgestattete Festigkeits-Probiermaschine ist meines Wissens diejenige von *Thomasset*.[1]) Bei ihr wirkt der Probestab auf den Deckel eines flachen, zylindrischen Gefässes, der etwas geringeren Durchmesser hat, als die lichte Weite des Gefässes beträgt, und gegen dessen Wan-

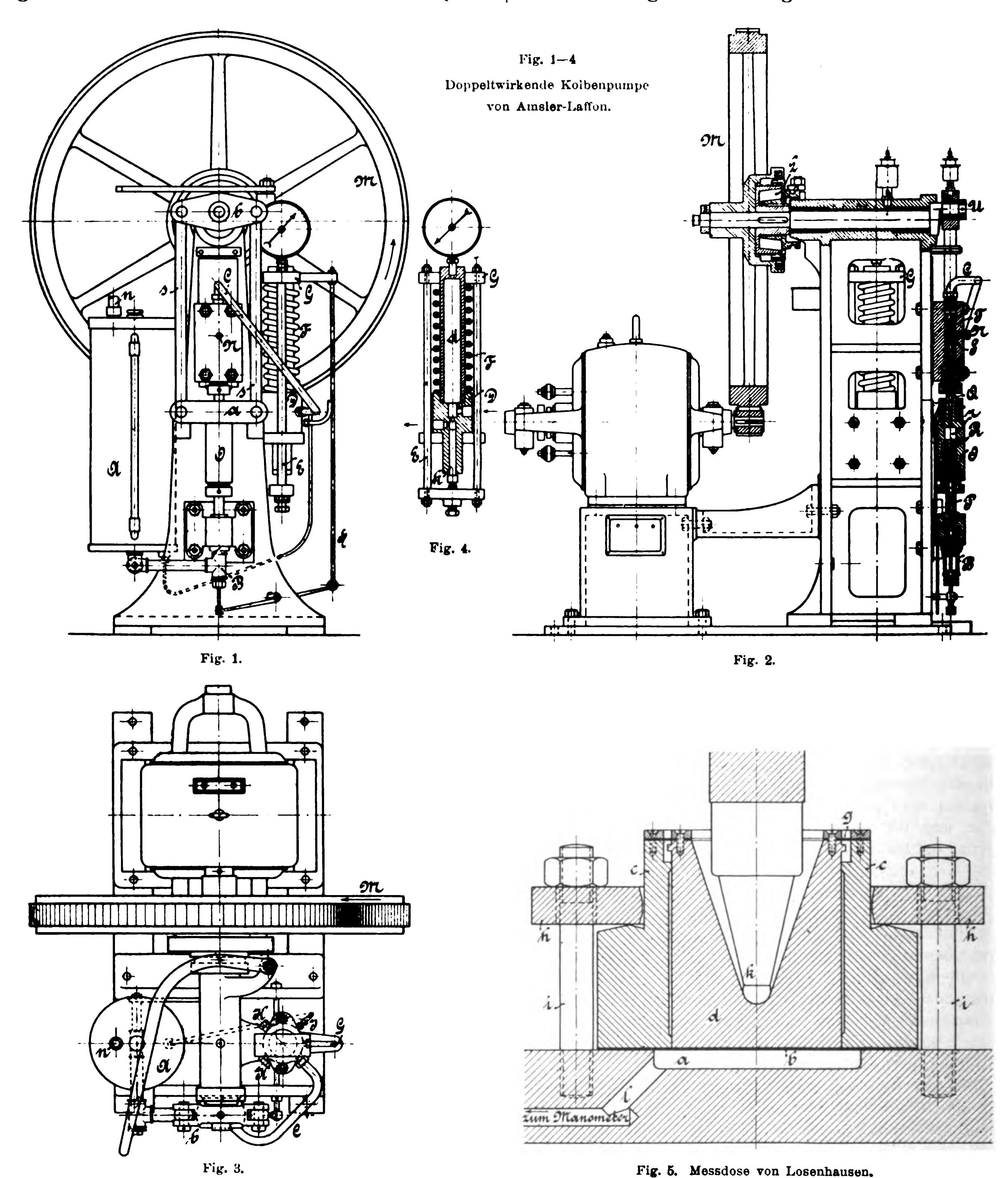


Fig. 1—4 Doppeltwirkende Kolbenpumpe von Amsler-Laffon.

Fig. 1. Fig. 2. Fig. 3. Fig. 4.

Fig. 5. Messdose von Losenhausen.

[1]) *Pichler*. Die Materialprüfungsmaschinen der Pariser Weltausstellung 1878.

dung ringsum durch eine dünne Membrane abgedichtet ist. Durch *Emery* ist die Messdose später vervollkommnet, und in jüngster Zeit werden Messdosen von mehreren Firmen nach den Konstruktionen von *Martens*[2]) gebaut. Die Konstruktion dieser Dosen beruht darauf, dass die Flüssigkeitsverdrängung aus dem mit einem Federmanometer verbundenen Gefäss und somit auch der Weg des Dosendeckels beim Belasten ausserordentlich gering ist, so dass Metallmembranen zum Abdichten des Deckels gegen das Gefäss verwendet werden können.

Notwendig hierzu ist vollständige Entlüftung der Dose. Diese nicht leicht zu erfüllende Forderung tritt zurück bei der Messdose, D. R. P. 147 170, der *Düsseldorfer Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft vorm. J. Losenhausen*. Bei ihr wird das Dosengefäss *a* (Fig. 5) mit einer dünnen elastischen Gummischeibe *b* überspannt. Die zu messende Belastung wird durch den Kugelzapfen *k* auf den Kolben *d* übertragen, der im Zylinder *c* geführt und am oberen Ende durch eine zweite elastische Membrane *g* staubdicht gegen den Zylinder *c* abgeschlossen ist. Der Zapfen *k* ragt tief in den Kolben hinein, so dass die Belastung der Probe zwanglos und zentrisch auf den Kolben übertragen wird. Der Hohlraum zwischen Zylinder und Kolben ist mit Knochenöl gefüllt. Der Zylinder ist durch den Ring *h* heruntergehalten, so dass er sich beim Anspannen der Schraube nicht verziehen kann. Der Kanal *l* führt zum Manometer, an dem der Druck in der Messdose *a* abzulesen ist. Das Zifferblatt ist nach Kilogrammen oder Tonnen geteilt und drehbar, so dass seine Nullmarke vor dem Versuch auf den Zeiger eingestellt werden kann. Besonders wird dies erforderlich, wenn die an den Zapfen *k* angreifenden Einspannteile der Maschine ausgewechselt werden und hierdurch die Anfangsbelastung der Dosenfüllung sich ändert.

Der Widerstand, den die Membranen *b* und *g* der geringen Bewegung des belasteten Kolbens entgegensetzen, hat sich nach den Untersuchungen des Werkes mit Membranen bis zu 3 mm Dicke als kaum messbar und daher ohne wesentlichen Einfluss auf die Empfindlichkeit der Messung erwiesen. Die Stellung des Kolbens ist ebenfalls ohne Einfluss auf die Lastanzeige, wie Versuche ergaben, bei denen der Kolben bis zu 3 mm tief in die Dose *a* hineinragte. Dieser Umstand ist insofern von Bedeutung, als ohne Gefahr für die Genauigkeit der Messung Luft in der Dose zurückbleiben darf und selbst geringe Verluste an der Druckflüssigkeit belanglos sind. Eine Zeigervorrichtung, die auf der oberen Fläche des Kolbens angebracht ist, lässt jederzeit erkennen, ob der Kolben nicht etwa auf den Boden des Gefässes *a* oder mit dem unterhalb *g* sitzenden Begrenzungsringe aufstösst. —

Fig. 6.

Fig. 7.

Fig. 6 und 7 Pendelmanometer von Amsler-Laffon & Sohn.

Hydraulisch betriebene Festigkeits-Probiermaschinen werden ebenfalls vielfach mit den genannten Wiegeeinrichtungen ausgerüstet; erforderlich sind solche indessen bei ihnen nicht; die Belastung kann vielmehr aus dem im Presszylinder herrschenden Flüssigkeitsdruck und der Kolbenfläche berechnet werden, wobei der Flüssigkeitsdruck am Federmanometer abzulesen ist. Diese Maschinen haben vor den mit Wage als Kraftmesser ausgerüsteten den Vorzug grosser Einfachheit. Als Nachteil haftet ihnen zunächst an, dass der Widerstand, den die Reibung der Bewegung des Kolbens entgegensetzt, mit in Rechnung zu ziehen ist. Dieser Nachteil ist jedoch, wenigstens bei stehenden Maschinen,[3]) im allgemeinen gering, indem der Reibungswiderstand bei guter Wartung der Maschine erfahrungsgemäss für alle Drucke als annähernd gleich gross angesehen und bei grossen Belastungen ganz vernachlässigt werden kann, da er dann unter 1 v. H. der Belastung beträgt. Von grösserer Bedeutung ist der Nachteil, dass die Federmanometer unter dem heftigen Rückschlage beim Bruch der Probe leiden und, sofern dieser Rückschlag nicht durch ein vorgeschaltetes Ventil abgemildert wird, häufig nachgeprüft werden müssen. Als weiterer Mangel der hydraulischen Pressen ohne besonderen Kraftmesser kann empfunden werden, dass sie die Aufzeichnung von Schaulinien, welche die Beziehungen zwischen Belastung und Formänderung der Probe darstellen, nicht gestatten.

Den beiden letztgenannten Mängeln begegnet das Pendelmanometer von *Amsler-Laffon & Sohn* und der Schreibapparat der *Düsseldorfer Maschinenbau-Aktiengesellschaft vorm. J. Losenhausen.*

Das Pendelmanometer von Amsler-Laffon & Sohn.

Bei ihm wird der im Zylinder der Festigkeits-Probiermaschine herrschende Druck in einen zweiten kleineren Zylinder geleitet und durch dessen Kolben auf ein Pendel übertragen, so dass die Kraftleistung der Maschine an dem Pendelausschlag beobachtet und zugleich mit der Formänderung der Probe zur Schaulinie verzeichnet werden kann. Die Anordnung ist folgende:

[2]) Das Königliche Materialprüfungsamt der Technischen Hochschule Berlin. Denkschrift von *A. Martens* und *M. Guth*, S. 284, und D. p. J. 1904, Bd. **319**, S. 561.

[3]) Bei liegenden Maschinen ist der aus dem Zylinder heraustretende Kolben zu unterstützen, wodurch immerhin unkontrollierbare Reibungswiderstände entstehen können, die dann als Belastung der Probe mitgerechnet werden.



Der den Pendelausschlag vermittelnde Kolben B (Fig. 6) spielt, wie allgemein bei den *Amsler*schen Pressen, ohne Dichtungsliederung in dem Zylinder A. Ihm wird die Betriebsflüssigkeit (Oel), deren Druck gemessen werden soll, über das Steuerventil P, das durch Rohr Q mit dem Maschinenzylinder verbunden ist, unten zugeführt. Der Kolben B hebt die Stelze C, die am oberen Ende auf den kurzen, wagerechten Arm des um die Achse E schwingenden Pendels D einwirkt. Um Reibungswiderstände möglichst auszuschalten, sind die beiden Drehpunkte als Kugellager ausgebildet; ferner kann der Kolben B während des Versuches an dem Hebel T hin und her bewegt werden.

Das Pendel schlägt beim Betriebe nach links aus, den kleinen Schieber F auf der Bahn G vor sich her schiebend. Die Grösse der Verschiebung ist dem auf den Kolben wirkenden Drucke, also auch, von Reibungswiderständen abgesehen, der Belastung der Probe proportional. Sie wird durch eine an dem Schieber angebrachte Marke auf der Teilung an der Bahn G angezeigt, deren Länge ungefähr 500 mm beträgt. Durch Aufschieben verschieden schwerer Gewichte H auf die Pendelstange D kann man das Moment des Pendels der Beanspruchung der Prüfungsmaschine so anpassen, dass man stets einen möglichst grossen Pendelausschlag und damit möglichst grosse Ablesungen oder Kraftmasstäbe erhält. Bei der gewöhnlichen Ausführung für 25 000 kg Belastung beträgt die Verschiebung des Schiebers um je einen Teilstrich der Zunahme der Belastung um je 50 kg.

Reisst der Probestab, so fällt das Pendel zurück. Der Schieber F bleibt stehen und gestattet die erreichte Höchstlast abzulesen.

Bei Versuchen mit Lastwechsel hängt man ein kleines Gewicht mit dem über eine Rolle laufenden Faden J an den Schieber, so dass er dem Pendel beim Entlasten folgt. Ein zweiter Schieber zeigt dann die Höchstlast an.

Um eine Schaulinie von dem Versuch aufzuzeichnen, verbindet man den Schieber F mittels Faden K mit dem Schreibstift L, so dass dieser der Belastung proportional in Richtung der Achse der Schreibtrommel M verschoben wird, während der von der Probe hergeleitete Faden N die Trommel proportional der Formänderung der Probe dreht.

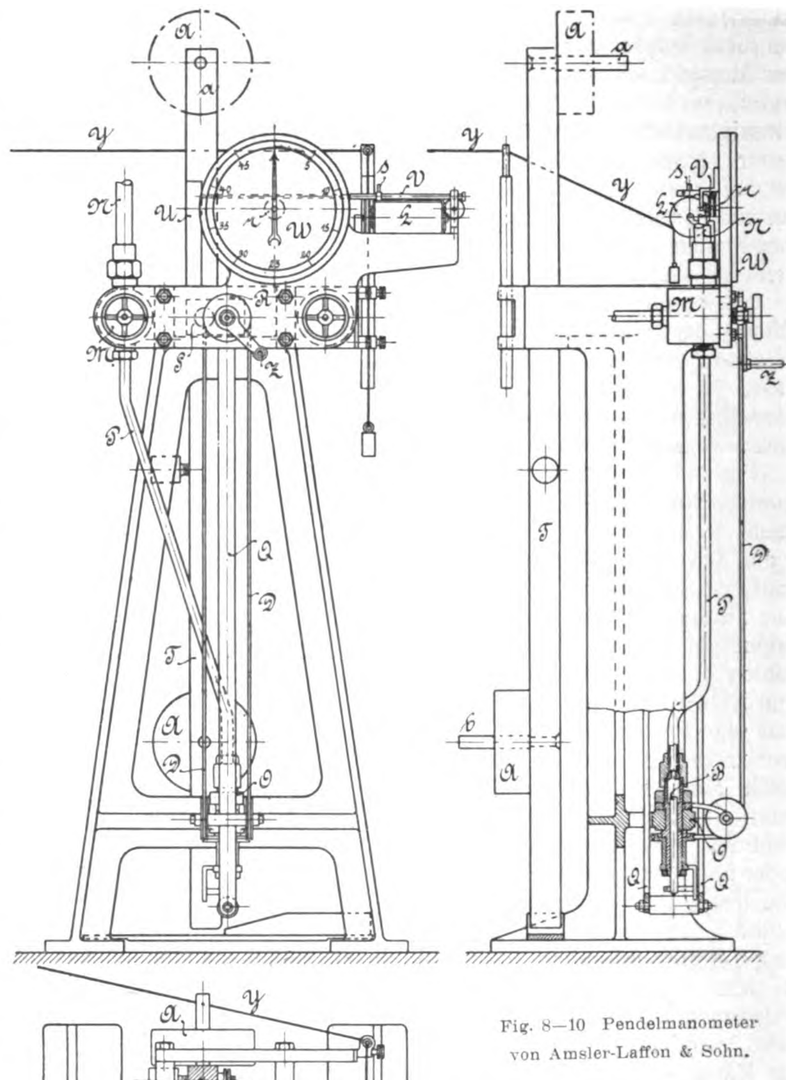


Fig. 8. Fig. 9. Fig. 10.

Fig. 8—10 Pendelmanometer von Amsler-Laffon & Sohn.

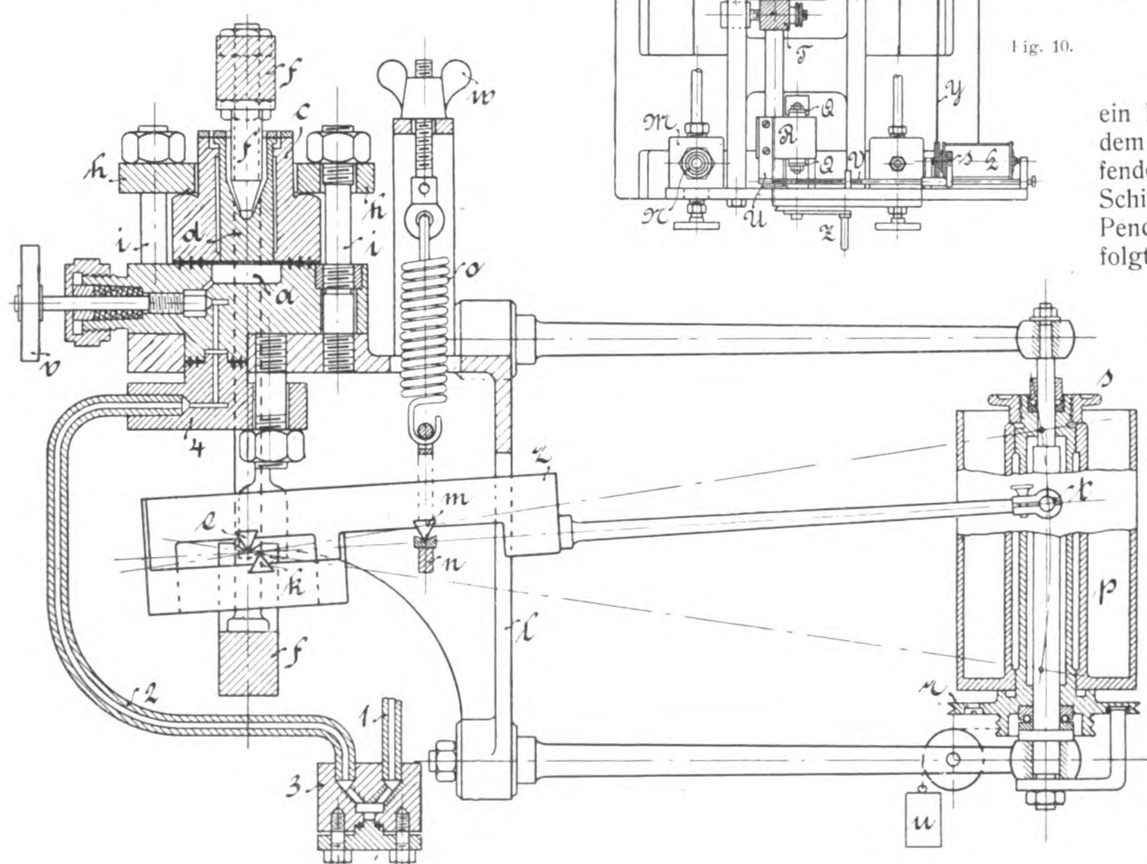


Fig. 11. Schreibapparat von Losenhausen.

Eine zweite neuere Ausführung des Pendelmanometers zeigen Fig. 8—10. Das bei *S* gelagerte Pendel *T* wird an dem wagerechten Hebel *R* durch den Zaum *Q* auch bei dieser Ausführungsform von dem Kolben *B* des Hilfszylinders *O* betätigt, dem die Druckflüssigkeit aus dem Arbeitszylinder der Festigkeits-Probiermaschine durch die Rohre *N* und *P* über das Ventil *M* zufliesst. Der Ausschlag des Pendels wird durch den Arm *U* auf die Stange *V* und von dieser durch das Rädchen *r* auf den Zeiger *W* übertragen, der ihn als Mass der zu bestimmenden Kraft auf dem Zifferblatt anzeigt. Beim Entlasten wird der Zeiger durch ein kleines Gewicht mit zurückgedreht, die erreichte Höchstlast bleibt durch einen Schleppzeiger gekennzeichnet.

Zum Aufzeichnen von Schaulinien trägt die Stange *V* den Schreibstift *s*, während die Schreibtrommel *L* der Formänderung der Probe entsprechend durch den Schnurzug *Y* gedreht wird.

Um den Messbereich (Pendelausschlag) je nach der beim Versuch erwarteten Höchstlast möglichst gross zu gestalten, dient das Aufsteckgewicht *A*, das entweder ganz fortgelassen oder zum Messen kleiner Belastungen bei *a* und für grosse Belastungen bei *b* angebracht wird.

Damit die Kraftmessung möglichst unbeeinflusst von Reibungswiderständen erfolgt, ist die Pendelachse sowohl als auch das Gelenk zwischen Zaum *Q* und Hebelarm *R* mit Kugellagerung ausgestattet und ferner der durch die Handkurbel *Z* zu betätigende Schnurzug *D* angeordnet, mit dem der Kolben *B* im Hilfszylinder *O* ständig gedreht werden kann.

Der Schreibapparat von J. Losenhausen.[4])

Die Flüssigkeit, deren Druck gemessen werden soll, gelangt durch die Röhrchen *1* und *2* (Fig. 11) über den Verteiler *3* und durch den Flansch *4* in die kleine Messdose *a* (D. R. P. 147170), deren Konstruktion genau die gleiche ist, wie die der Hauptmessdose der Maschine (s. Fig. 5). Der Kolben *d* wird durch den Flüssigkeitsdruck gehoben und überträgt die wirksame Kraft durch das Gehänge *f* und die Schneide *e* auf den Schreibhebel *z*. Er ist mit Schneide *k* an dem Konsol *l* gestützt und wirkt mit der dritten Schneide *m* durch das Gehänge *n* auf die Feder *o* ein, diese spannend. Der Schreibstift *t* bewegt sich hierbei entsprechend der Dehnung der Feder, also auch der zu messenden Belastung, auf einem Kreisbogen abwärts. Die Schreibtrommel *p* wird durch eine feine, über die Rolle *r* laufende und durch das Gewicht *u* straff gehaltene Kette der Formänderung der Probe entsprechend gedreht. Nach Lösen der Schrauben *s* kann sie frei um die Nabe der Rolle *r* gedreht werden. Die Flügelmutter *w* dient dazu, den Schreibstift *t* zu Beginn des Versuches auf die Nullinie des auf dem Schreibpapier vorgezogenen Koordinatennetzes einzustellen. Durch das Ventil *v* kann der Apparat ausgeschaltet werden.

(Fortsetzung folgt.)

[4]) Die Firma hat ihren Schreibapparat meines Wissens nur in Verbindung mit ihren später beschriebenen Maschinen geliefert. Das Rohr *1* ist dann an die Hauptmessdose angeschlossen. Der Apparat erscheint aber auch geeignet, statt der Federmanometer an jede hydraulische Presse angeschlossen zu werden.

Neuerungen auf dem Gebiete der Wellentelegraphie.

Von Ing. **Adolf Prasch**, Wien.

Die Entwicklung der Wellentelegraphie ist nunmehr, nachdem die massgebenden Grundlagen durch die Arbeiten hervorragender Männer festgelegt erscheinen, in langsamere, dafür aber zielbewusstere Bahnen gelenkt worden. Es wird jetzt, fast ausschliesslich auf den durch Professor *Braun* gewiesenen Wegen, welche den Umschwung der Wellentelegraphie anbahnten, weiter gearbeitet und hierdurch eine Verbesserung der gegenseitigen Abstimmung zwischen Sender und Empfänger zu erreichen gesucht.

Diesbezüglich sind die verschiedenen Arten von Wellenmessern, mit deren Hilfe es ermöglicht wird, die Längen der von einem bestimmten Sender ausgestrahlten Haupt- und Nebenwellen genau festzustellen, von hervorragender Bedeutung.

Die Geheimhaltung der Nachrichten ist jedoch, wie bereits erwiesen, auf dem Wege der Abstimmung noch unmöglich, da eine Resonanzwirkung im genauen akustischen Sinne nur dann zu erreichen wäre, wenn der Sender ununterbrochene Züge ungedämpfter Wellen entsenden würde. Wiewohl nun diesbezügliche Anläufe vorliegen, so ist es z. Z. noch nicht gelungen, dem Endziele wesentlich näher zu rücken. Um jedoch eine vollkommene Geheimhaltung dennoch zu ermöglichen, wird das Augenmerk in neuerer Zeit vielfach der gerichteten Wellentelegraphie zugewendet, durch welche die entsendeten Wellen nur in eine bestimmte Richtung gelenkt werden und sich nicht, wie bisher, nach allen Richtungen im Raume verbreiten können.

Der Ausgestaltung der einzelnen für die Wellentelegraphie benötigten Hilfsapparate wird die grösste Aufmerksamkeit gewidmet und getrachtet, dieselben nicht nur empfindlicher, sondern auch widerstandsfähiger zu machen. Insbesondere trifft dies für die Wellenanzeiger zu, deren ursprüngliche Form (Fritter) nunmehr ganz verlassen zu werden scheint, nachdem es gelungen ist, auf elektrolytischen und bolometrischen Wirkungen beruhende derartige Instrumente zu schaffen, deren Empfindlichkeit die der besten Fritter um ein vielfaches übersteigt.

Trotz der sorgfältigsten Untersuchungen und Forschungen ist es bis heute noch nicht gelungen, über die Art und Weise der Fortpflanzung der elektrischen Wellen ein vollkommenes Bild zu gewinnen, was ja auch nicht wundernehmen kann, da hier der experimentelle Nachweis fast vollständig versagt. Insofern stimmen die Ansichten der Forscher überein, dass die Fortpflanzung der Wellen längs der Erdoberfläche erfolgt, dieselben sozusagen längs der Erdoberfläche gleiten, wie dies bei elektrischen Wellen längs der Drähte der Fall ist.

Darüber sind aber die Ansichten noch geteilt, ob die Wellen sich stetig vergrössern oder ob sie in der Form und Grösse gleich bleiben. Im ersteren Falle würde deren Intensität mit zunehmender Entfernung im geometrischen, im letzteren Falle hingegen nur im einfachen arithmetischen Verhältnisse abnehmen. Erstere Ansicht wird von *Fessenden*, letztere hingegen von *Taylor* verfochten. *Fessenden* gelangt auf Grund seiner Versuche zur Ansicht, dass die nach seinem Systeme der drahtlosen Telegraphie erzeugten elektrischen Wellen sich von den elektrischen Wellen anderer Systeme unterscheiden und er bezeichnet daher diese Wellen als hallfreie Aetherwellen. Es dürfte daher nicht ohne Interesse sein, die Ansicht des bekannten Physikers und Elektrotechnikers Professor *Blondel* hier vorzuführen, welcher sich auf Grund seiner theoretischen Forschungen den Anschauungen *Fessenden*s zuneigt, aber nachweist, dass die Annahme solcher Wellen durchaus nicht notwendig ist und sich alle Erscheinungen auf Grundlage der von *Hertz* entwickelten Gesetze zwanglos erklären lassen.

Ueber die praktischen Ausführungen wellentelegraphischer Einrichtungen wurde bisher äusserst wenig verlautbar und schien es daher von Wert, auch hierüber, soweit Material vorlag, einiges zu bringen. Die praktischen



Winke für die Ausführung solcher Einrichtungen, wie solche von *de Forest,* einem der gründlichsten Kenner dieses Gebietes, gegeben wurden, dürften wohl auch einigen Nutzen bringen. Um eine gewisse Einteilung festzuhalten, gelangen hier vorerst die theoretischen Untersuchungen, sodann die Neuerungen an Wellenmessern und Wellenanzeigern zur Vorführung, worauf erst auf die verschiedenen Systeme der drahtlosen Telegraphie übergegangen und zum Schlusse der praktischen Winke für die Ausführung gedacht wird.

Blondels Theorie über die Form und Fortpflanzung elektrischer Wellen.

Nach *Taylor* wandern die elektrischen Wellen als halbe Ellipsen von stets gleicher Höhe längs der Erdoberfläche und nehmen nur im Durchmesser zu (Fig. 1).

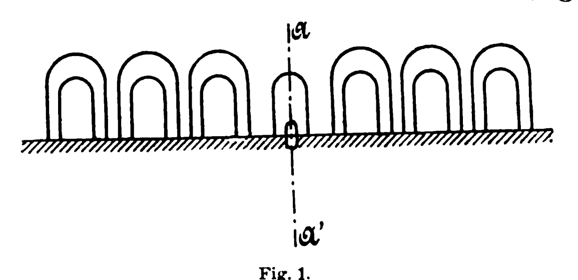


Fig. 1.

Diese Darstellung rührt nach *Blondel* nur von einer unvollständigen Auslegung der theoretischen Untersuchungsergebnisse von *Hertz* her. Er weist nun in einfacher Weise nach, dass die Darstellung des Feldes in der Nähe des Sendedrahtes mit den Ergebnissen der *Hertz*schen Forschungen übereinstimmt und sich in vollkommenem Einklange mit der Entstehung weit wandernder sphärischer Wellen befindet.

Nach *Blondel* ist ein geerdeter Sendedraht einem *Hertz*schen Oszillator von der doppelten Länge des Luftdrahtes (*A A'* Fig. 1) gleichwertig. Die gedachte Verlängerung *O A'* des Luftdrahtes bildet das elektrostatische Spiegelbild in bezug auf die Erdoberfläche. Das in der Umgebung eines solchen geradlinigen Oszillators *A A'* (Fig. 2) entstehende Feld ist dem von *Hertz* festgestellten Felde vollkommen gleich.

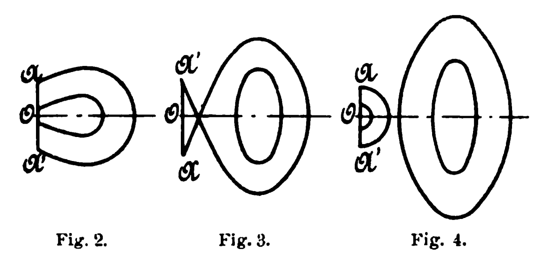


Fig. 2. Fig. 3. Fig. 4.

Dieses Feld bildet sich aus kleinen in sich geschlossenen Schlingen oder Schleifen, die sich später auflösen, mit ihren Enden senkrecht zu dem Drahte nach beiden Richtungen fortschreiten und sich hierbei immer weiter ausdehnen. Die Verwendung eines endlichen geradlinigen Erregers für den Oszillator ändert an der Erscheinung qualitativ nichts und muss man daher bei dem grösseren Erreger ebenfalls Schleifen erhalten, die den das Kraftfeld darstellenden Störungskreis bilden. Die Art und Weise, wie sich die Schleifen loslösen und als Wellen weiter wandern, kann, wie bereits *Fleming* gezeigt hat,[1]) aus den von *Hertz* gegebenen Figuren abgeleitet werden.

Die positiven und negativen Ladungen oder Elektronen schreiten in entgegengesetzten Linien gegen die Enden des Erregers vor, bleiben hierbei jedoch durch Kraftlinien ebenso verbunden wie in dem Falle, in welchem eine gewisse Elektrizitätsmenge oder Masse in ihre Elektronen zerlegt wird. Diese elektrischen Kraftlinien bilden zu Beginn der Bewegung Schleifen von ansteigendem Umfange. Die nach auf- und abwärts wandernden Elektronen unterliegen aber an den Enden der Drähte einer Reflektion und bewegen sich in entgegengesetzter Richtung, wodurch sich die Schleifenenden wieder nähern (Fig. 2). Infolge der Trägheit überspringen die Elektronen den Gleichgewichtspunkt *O,* wodurch die Kraftlinien sich kreuzen (Fig. 3) und endlich vom Drahte loslösen und in sich geschlossen ihren Weg als freie Wellen fortsetzen (Fig. 3 und 4). Die Gegenwart der Erde gestattet aber nur die Aufrechterhaltung der oberen Hälfte dieser Schleifen.

Die so gebildeten Schleifen schreiten hierbei aber nicht durch einfache Bewegungsübertragung fort und behalten ihre Form bei, wie dies Fig. 1 voraussetzt, sondern haben das Bestreben, sich nach allen Richtungen hin auszudehnen, und wachsen während der Fortpflanzung längs der Erde ununterbrochen in die Höhe, krümmen sich zu gleicher Zeit gegen die vertikale Achse des Luftdrahtes und nehmen endlich durch Vereinigung die halbkreisförmige Form an. Dieser Vorgang ist in Fig. 5 dargestellt. Die halbkreisförmige Form der Kraftlinien wird in Wirklichkeit jedoch nicht so rasch erreicht, wie dies in der Figur, welche keinerlei Ansprüche auf mathematische Genauigkeit macht, dargestellt ist.

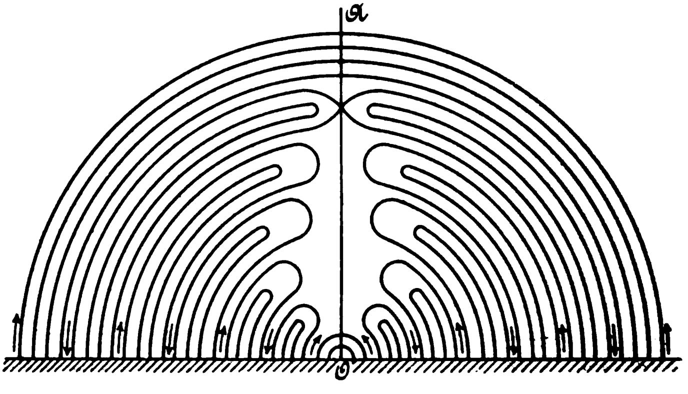


Fig. 5.

Sobald sich die ausbreitenden Schleifen mit ihren Enden an der Achse vereinigen, um vollkommen halbkreisförmig zu werden, wird die Fortpflanzung rein transversal und erfolgt mit der Geschwindigkeit des Lichtes. Solange jedoch diese Linien nicht jene Entfernung erreicht haben, in welcher sie die sphärische Form annehmen, folgt das Kraftfeld weit komplizierteren Gesetzen, die Kraftlinien oszillieren, wie dies *Hertz* nachgewiesen hat, und bewegen sich nicht mit der Geschwindigkeit des Lichtes. Die hierbei auftretenden Erscheinungen sind auch schwer zu erklären, doch ist eine solche Erklärung auch nicht notwendig, da es sich hier nur darum handelt, eine Vorstellung über das zu gewinnen, was in grosser Entfernung vor sich geht, und genügt für diese Zwecke die gegebene schematische Darstellung vollkommen.

Zum Zwecke der Klarlegung des Vorganges stellt *Blondel* eine einfache Hypothese über die in dem Luftdrahte auftretenden Oszillationen auf. Er nimmt an, dass diese Schwingungen ähnlich wie die Schwingungen in einer offenen Pfeife, die an der Basis erregt wird, als Funktion der Zeit sinoidal verlaufen. Hierzu ist er nach den Untersuchungen von *Slaby* berechtigt, welche ergeben, dass der erregte Luftdraht am Erdungspunkt stets einen Spannungsknoten und einen Strombauch und am freien Ende einen Spannungsbauch und einen Stromknoten aufweist (Fig. 6).

Vernachlässigt man die an den reflektierenden Enden

[1]) D. p. J. 1904, Bd. **319**, S. 380.

des Luftdrahtes auftretenden Störungen, was zulässig ist, da eine Aenderung der Form der Drahtenden oder das Hinzufügen von kleinen Kugeln, Scheiben oder verschiedener Arten von Spitzen eine Aenderung der Wellenlänge nicht hervorruft, und lässt man ferner die Aenderungen der Kapazität und der linearen Induktion des Leiters unberücksichtigt, so kann man die Stromgleichung einfach schreiben:

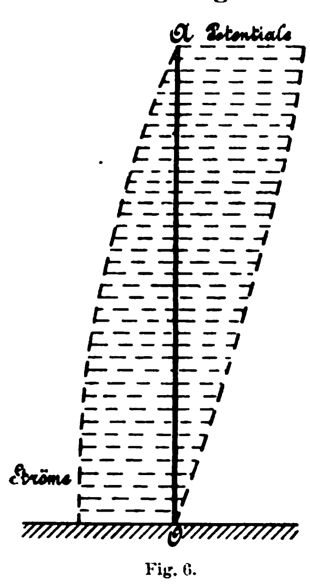


Fig. 6.

$$J = J_0 \cos \frac{\pi^2}{2\,H} \sin \pi \frac{Vt}{2\,H}$$

wobei J den Strom an dem Punkte z zur Zeit t, J_0 die Amplitude von J, z die Höhe des betrachteten Punktes, H die Höhe des Luftdrahtes und V die Geschwindigkeit des Lichtes bezeichnet.

Auf Grund dieser Annahme hat *Blondel* eine annähernde Berechnung durchgeführt, welche die Verteilung der Energie in einer Welle grosser Entfernung erkennen lässt. Da die Weitläufigkeit dieser Berechnung eine vollständige Wiedergabe ausschliesst, seien hier nur die Schlussergebnisse dieser Berechnung vorgeführt. Nach denselben ist die Aenderung der Kräfte in dem Felde eine Funktion des Winkels θ_0, d. i. des Winkels zwischen der Richtung eines Stromelementes und einem Vector, welcher senkrecht zu den elektrischen und magnetischen Kräften steht, was sich durch den Ausdruck

$$\frac{\cos\left(\frac{\pi}{2}\cos\theta_0\right)}{\sin\theta_0} \quad \ldots\ldots \quad 1)$$

darstellen lässt.

Auf der andern Seite ändert sich die Energie senkrecht zu dem radialen Vector von *Poynting* entsprechend dem Ausdrucke

$$\frac{\cos^2\left(\frac{\pi}{2}\cos\theta_0\right)}{J_0^2 \sin^2\theta_0} \quad \ldots\ldots \quad 2)$$

Es ist nun leicht zu ersehen, dass die Stärke des Empfanges von der Energie abhängt, welche der Empfangsdraht aufnimmt. Dies steht für thermische oder analoge Wellenempfänger ausser Zweifel, trifft aber auch für alle Wellenanzeiger der Frittertype zu, welche nur für den elektrischen Stoss bei Ankunft eines Wellenzuges empfindlich sind. Das Entstehen der Frittung ist allerdings von einer bestimmten Spannung abhängig, aber es ist, da ein Zusammenschmelzen der einzelnen Metallteilchen (Brückenbildung) angenommen wird, hierfür unbedingt auch eine gewisse, wenn auch minimale Elektrizitätsmenge erforderlich. Das Fritten wird demnach durch das Produkt aus Spannung und Stromstärke bestimmt. Führt man zwei Luftdrähten von gleicher Höhe dieselbe elektromotorische Kraft zu, so wird der Draht mit grösserer Oberfläche auch die grössere Elektrizitätsmenge aufnehmen und auch, wie dies durch den Versuch nachgewiesen wurde, auf den Empfänger energischer einwirken als der andere Draht. Es ist demnach die vom dem Empfangsdraht in Form von magnetischen und elektrischen Kraftlinien aufgenommene Energie, welche den Empfang beeinflusst. Die Empfindlichkeit kann demnach dem radialen Vector als proportional angesehen werden, und ist der Ausdruck hierfür

$$r = r_0 - z \cos\theta_0 \quad \ldots\ldots \quad 3)$$

Hieraus ergibt sich auch mit aller Bestimmtheit, dass die Wirkung der Wellen im umgekehrten Verhältnis zum Quadrat der Entfernung und nicht, wie *Taylor* annimmt, im einfachen umgekehrten Verhältnis zur Entfernung abnimmt.

Betrachtet man die dem Faktor 2) entsprechende Kurve als Funktion des Winkels θ_0, so erhält man die relativen Werte durch die Vectoren der Fig. 7 dargestellt.

Man sieht aus dieser Kurve nebst den beigegebenen Zahlen, dass die Energie um so schneller abnimmt, je

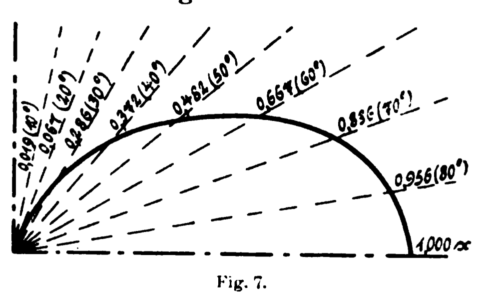


Fig. 7.

mehr man sich über den Horizont erhebt. Es stimmt sonach die gegebene Theorie mit den Beobachtungen verschiedener Forscher auch in dieser Beziehung überein. Besonders *Ferrié*, welcher Untersuchungen in einem Luftballon anstellte, konnte nachweisen, dass die Güte des Empfanges mit zunehmender Höhe beträchtlich sinkt. Es ist ferner ganz ausser Zweifel, dass die Verteilungskurve die gleiche Form in allen Entfernungen beibehält. Es ergibt sich hieraus weiteres, dass bei grosser Entfernung der Abstand des Empfängers von der Erde geringer sein muss, um wahrnehmbare Signale zu erhalten, und dies umsomehr, als die Energie in absoluten Werten abnimmt.

Diese Theorie, bei welcher die Erde als absoluter Leiter angenommen wurde, ist für die Uebertragung über Wasser unmittelbar anwendbar. Sie ist aber in dem Falle der Fortpflanzung über schlecht leitende Erde, welche in diesem Falle als ein halbes Dielektrikum zu betrachten ist, nur annähernd richtig. Die Erdformation wirkt zwar auf die Fortpflanzung der Wellen bei grosser Entfernung ein, hindert aber die Fortpflanzung nicht, wie sich dies aus der Fortpflanzung elektrischer Wellen längs leitender Körper von selbst ergibt. Die Wellen drehen sich nur in einer solchen Weise, dass sie der Oberfläche folgen können, wie dies durch die Versuche von *Sarrazin, de la Rioe, Blondlot* u. a. erwiesen wurde.

Es genügt nach vorstehendem, die einfache Benutzung der bekannten Eigenschaften der *Hertz*schen Wellen, um alle die beobachteten Erscheinungen in ausreichender Weise erklären zu können, ohne dass es notwendig ist, wie dies von anderer Seite geschehen *(Fessenden)*, diesen Wellen neue oder geheimnisvolle Eigenschaften zuzuschreiben. Es liess sich auf diese Weise, ungeachtet der sehr verschiedenen Bedingungen und ohne die komplizierteren Vorgänge in der Nähe des Luftdrahtes zu analysieren, der theoretische Nachweis dafür erbringen, dass auf sehr grosse Entfernung die Fortpflanzung der von einem Luftdrahte erzeugten Wellen jener von halbkreisförmigen Wellen entspricht.

Da nun halbkreisförmige Wellen polarisierte Wellen sind, so können sie auch die Energie in allen Winkelrichtungen nicht in der gleichen Weise fortpflanzen, sondern haben in der horizontalen Richtung die grösste, gegen den Zenith hingegen gar keine Wirkung.

Der Multiplikationsstab als Wellenmesser.

Die Wellenmesser gewinnen für die Funkentelegraphie eine immer grössere Bedeutung. Ein praktisch verwertbares Instrument muss folgenden Bedingungen ent-

sprechen: 1. Die Wellenlänge ist so anzugeben, wie sie sich im freien Raume ausbildet. 2. Es muss eichfähig, handlich, leicht transportabel sein und 3. eine genaue Messung bis zu 1 v. H. zulassen.

Der von Professor *Slaby* hergestellte Multiplikationsstab entspricht allen diesen Bedingungen. Er ist nichts weiteres als eine entsprechend ausgebildete Resonanzspule. Nach der interessanten theoretischen Entwicklung der Grundgesetze, der hier leider nicht gefolgt werden kann, lässt sich jedes beliebige, geerdete Drahtgebilde dann in maximale Eigenschwingungen versetzen, wenn es von freien Wellen getroffen wird, deren Frequenz dem Produkte aus Kapazität und Selbstinduktion dieses Drahtgebildes entspricht. Es ist sonach dieses Produkt, welches von *Slaby* mit dem Namen „Schwingungskapazität" belegt wurde, allein für das Auftreten der Resonanz von bestimmendem Einfluss. Es schwingen sonach alle geerdeten Drahtgebilde, die mit einer bestimmten Frequenz elektrisch erregt werden, dann in Resonanz, wenn sie Schwingungskapazitäten besitzen, welche die Gleichung

$$T = 2\pi\sqrt{CL}$$

erfüllen.

Wenn nun auch der Wert von C sehr verschieden sein kann und die Energie der Eigenschwingung um so grösser wird, je grösser die Kapazität und je kleiner die Selbstinduktion des Schwingungskreises ist, muss man bei einem solchen Wellenmesser, um die Wirkungen sichtbar zu machen, die Kapazität so wählen, dass eine möglichst grosse Oberflächenspannung und damit verbundene starke Elektronenstrahlung entsteht, oder mit anderen Worten eine sehr kleine Kapazität mit grosser Selbsinduktion vereinigen.

Dies wird in einfachster Weise durch Anordnung des Schwingungsleiters in Spulenform erreicht, wodurch allerdings auf eine magnetische Fernwirkung der Schwingungen verzichtet wird.

Die diesbezüglich durchgeführten Versuche und Berechnungen ergaben, dass die Elektronenstrahlung einer solchen Spule hauptsächlich von der Ganghöhe der Windungen abhängt, welche möglichst klein sein soll. Will man daher den Multiplikationsstab als Messinstrument verwenden, so sind für denselben nur Drähte von sehr kleinem Durchmesser mit sehr dünner Isolierung zu verwenden. Mit Kupferdraht von 0,1 mm Dicke und einfacher Seidenumwicklung wurden ganz gute Ergebnisse erzielt, bessere aber mit dem gleichen Draht, dessen Isolation aus einem äusserst dünnen Ueberzug von Zellulose-Acetat bestand.

Die Wirkung hängt aber auch von der Länge der Stäbe, sowie dem Material ab, auf welches der Draht gewickelt wird. Die Eigenschwingungen der Spule lassen sich annähernd berechnen und ist hierbei ein Koeffizient zu berücksichtigen, welcher von einer gewissen Länge des Stabes ab als eine Konstante des Stabes betrachtet werden kann und bei Verwendung gleichen Materials und konstanter Ganghöhe nur eine Funktion der Stabdicke ist. Ist demnach die Kurve dieses Koeffizienten einmal ermittelt, so lässt sich die Teilung des Stabes leicht durch Rechnung finden.

Um nun die Wellenlänge eines Schwingungskreises mittels eines solchen Multiplikationsstabes messen zu können, ist es notwendig, dass dessen Schwingungskapazität so verändert werden kann, dass sie der aufgedrückten Frequenz entspricht, was durch Zu- und Ausschalten von Windungen, wie dies Fig. 8 zeigt, geschieht. Eine oberhalb befindliche Skala lässt sodann die Wellenlängen unmittelbar ablesen.

Eine richtige Wellenmessung mit diesen Multiplikationsstäben ist jedoch nur dann möglich, wenn er in einer Viertelwelle schwingt. Es muss daher die Schwingungsenergie des zu messenden Kreises auf dem Multiplikationsstab unter Aufrechterhaltung dieser Bedingung übertragen werden. Ein unmittelbarer Draht-Anschluss ist unzulässig, weil dadurch eine Verzerrung der Welle eintritt und der Anschlusspunkt im allgemeinen kein Knotenpunkt ist.

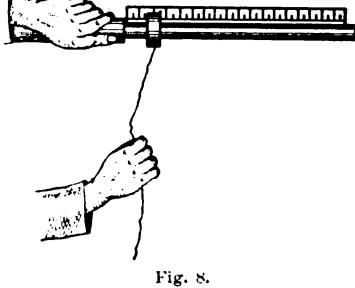


Fig. 8.

Der Multiplikationsstab muss sich daher (Fig. 9) stets in einer solchen Entfernung vom Schwingungskreise befinden, dass er weder eine Rückwirkung auf diesen ausübt, noch dass dessen Kapazität vom Schwingungskreise beeinflusst werden kann.

Die Messung erfolgt in der Weise, dass man den einseitig in einer Metallfassung endigenden Stab an dieser mit der linken Hand hält und sodann den mit der Erde verbundenen Schuber solange verschiebt, bis er zum Sprühen gelangt. Die freie Spitze des Stabes soll hierbei dem Schwingungskreise zugewendet werden. Man wählt zu diesem Zwecke am besten jene Stellen des Schwingungskreises, an welchem sich die stärksten Oberflächenspannungen ausbilden, also zwischen Kondensator und Spule. Befestigt man an dieser Stelle des zu messenden Kreises ein zugespitztes Drahtstückchen, welches nach Versuchen dessen Frequenz nicht ändert, so nimmt das Sprühen des Multiplikationsdrahtes zu und man kann sich mit ihm weiter vom Schwingungskreise entfernen. Der Schuber des Stabes ist durch einen Litzendraht mit einem Metallteller verbunden, welcher auf den Erdboden gelegt wird. An und für sich genügt schon die Erdung durch den Körper selbst, allein das Sprühen wird bei dieser Anordnung wesentlich verstärkt, und macht sich dies auch dann bemerklich, wenn der Teller auf Holzboden liegt.

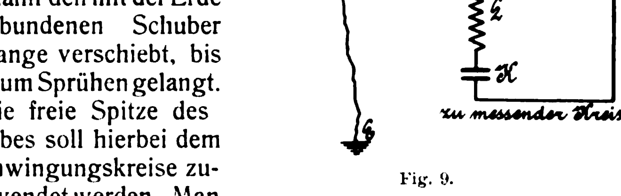


Fig. 9.

Zur sicheren Messung muss jedoch, wie bereits erwähnt, der Multiplikationsstab in einem gewissen Abstand, etwa $^1/_2$—1 m vom Schwingungskreise gehalten werden. Die bei Eintreten der Resonanz auftretenden Sprühfunken sind sehr schwach und wegen ihrer blauvioletten Farbe kaum zu erkennen.

Um die Wirkung zu verstärken, lässt man die violette Strahlung auf fluoreszierende Substanzen wirken. Zu diesem Zwecke werden kleine Plättchen mit Kristallen von Baryumplatinzyanür bedeckt und unter die Spitze des Stabes gebracht, wodurch ein intensiv hellgrüner Lichtpunkt erhalten wird, der auch im unmittelbaren Sonnenlicht erkennbar bleibt. Eine fackelartige Ausbreitung des Leuchtens wird dadurch erreicht, dass man Blattgold auf den fluoreszierenden Plättchen verreibt. Das Erscheinen einer blitzartig auftretenden Lichtfackel zeigt dann die erreichte Abstimmung an.

Die Eichung der Stäbe unmittelbar auf Wellenlängen, wie sie sich im freien Raume ausbreiten, bot anfänglich viele Schwierigkeiten, da sowohl die Berechnung der Frequenz von Schwingungskreisen mit eingeschalteten Flaschenkapazitäten zu grossen Ungenauigkeiten führt und sich auch die Selbstinduktionen nicht einwandfrei berechnen lassen. An geradlinig gestreckten blanken Drähten erfolgt die Ausbreitung der Schwingungen mit der glei-

chen Geschwindigkeit wie im freien Raume; es konnte daher angenommen werden, dass die an ihnen gemessenen Wellenlängen mit jenen im freien Raume übereinstimmen. Um den Einfluss benachbarter Metallmassen zu beseitigen, wurde die Eichung im freien Raume an langen 2 m über den Erdboden gespannten Drähten, die in der Mitte durch eine Funkenstrecke erregt wurden, vorgenommen. Die Einstellung der Multiplikationsstäbe erfolgte im Dunklen an den Drahtenden in einer solchen Entfernung, dass eine Kapazitätsänderung ausgeschlossen war.

Für den praktischen Gebrauch werden drei Multiplikationsstäbe mit verschiedenem Messbereiche in einem leicht transportablen Etui untergebracht. Die Bezeichnung, Abmessungen und Messbereich dieser Stäbe zeigt nachstehende Tabelle.

Für Messung grösserer Wellenlängen kann noch ein Stab mit etwas grösserem Durchmesser, dessen Messbereich bis zu $\frac{\lambda}{4} = 300$ m reicht, hinzugefügt werden.

Bezeichnung der Stäbe.	Durchmesser in mm.	Länge in cm.	Messbereich für $\lambda/4$ in m.
A	1	80	25— 50
B	2	80	50—100
C	4	80	100—200

Die Stäbe sind mit seideumsponnenem Kupferdraht von 0,1 mm Kupferseele gewickelt und haben eine durchschnittliche Ganghöhe von 0,2 mm.

Bei Verwendung von Kupferdraht gleicher Dicke, der mit einer äusserst dünnen Schicht Zellulose-Ocetat überzogen ist und welcher eine Ganghöhe von 0,1 mm zulässt, können die Stäbe bei gleichem Messbereiche die Hälfte der angegebenen Länge haben.

Zur Bestimmung der kleinsten einzuhaltenden Entfernung des Multiplikationsstabes vom Messkreise durchgeführte Versuche ergaben als solche: für den Stab *A* 20 cm, für *B* 35 cm und für *C* 40 cm.

(Fortsetzung folgt).

Bücherschau.

Festigkeitslehre in elementarer Darstellung mit zahlreichen, der Praxis entnommenen Beispielen. Von *Hugo Ahlberg*. Hannover, 1904. Gebrüder Jänecke.

Das kleine, in erster Linie für den Gebrauch an mittleren technischen Fachschulen bestimmte Werk zeichnet sich dadurch aus, dass die theoretischen Betrachtungen so kurz als irgend angängig gefasst sind und dass dafür eine grosse Zahl von ausführlich durchgerechneten Beispielen die Einübung an praktischen Aufgaben lehrt. Immerhin dürfte bei der Abkürzung der grundlegenden Erörterungen bisweilen doch zu weit gegangen sein. So ist z. B. auf S. 55 mit Rücksicht auf nachfolgende Anwendungen der Satz angeführt, dass bei einem auf Biegung beanspruchten Balken die Querkraft dort Null ist, wo das Biegungsmoment seinen Höchstwert erreicht, doch ist der einfach zu führende Nachweis hierfür auch nicht angedeutet. In den praktischen Beispielen sind mehrfach übereinstimmend mit den üblichen Annahmen Beanspruchungszahlen der Rechnung zugrunde gelegt worden, die von den auf S. 3 und 4 zusammengestellten abweichen, ohne dass eine Begründung hierfür gegeben ist. Wenn auch im Unterricht die Aufklärung stets durch den Lehrer erfolgen wird, so müsste sie doch dem in der Praxis stehenden Techniker, der das betreffende Beispiel vielleicht als Muster nachschlägt, stets genannt werden, damit er gegebenenfalls auch einmal andere Einflüsse durch entsprechende Abänderung der Zahlen berücksichtigt.

Als Nachteil wird es ferner manchem erscheinen, dass die Berechnung des gebogenen Stabes nicht mit aufgenommen worden ist, es hätte wohl die Schlussformel, deren Herleitung ja etwas umständlich ist, ebenso wie die für gleichzeitig wirkende Verdrehung und Biegung ohne Beweis hingesetzt werden können. Jedenfalls ist die auf S. 106 berechnete Beanspruchung des Lasthakens von normaler Form zu hoch. Ueber die Sicherheitsgrade gegen Zerknicken, die bei bewegten Maschinenteilen zu wählen sind, wären etwas ausführlichere Angaben erwünscht gewesen.

Trotz dieser und einiger anderer kleiner Ausstellungen kann das Werk immerhin für den Schulunterricht empfohlen werden, wo es durch Zusätze des Lehrers ergänzt werden kann.

Stephan.

Die Regelung der Kraftmaschinen. Berechnung und Konstruktion der Schwungräder, des Massenausgleichs und der Kraftmaschinenregler in elementarer Behandlung. Von *Max Tolle*. Berlin, 1905. Julius Springer.

Das Werk, das als eine wertvolle Bereicherung der technischen Literatur empfohlen werden kann, ist aus den Abhandlungen des Verfassers entstanden, die er in den Jahren 1895/96 in der „Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure" veröffentlicht hat. Es will die Aufgabe untersuchen, durch welche Mittel die beabsichtigte gleichförmige Drehbewegung der Kraftmaschinenwelle herbeizuführen ist, deren Lösung in der Beantwortung der drei Fragen gefunden wird:

1. Wie ist bei gleichbleibender Belastung eine möglichst gleichbleibende Winkelgeschwindigkeit der Welle zu erzielen?
2. Wie kann trotz der wechselnden Kräfte und bewegten Massen die Kraftmaschine im ganzen als Massensystem in Ruhe verharren?
3. Wie ist bei Aenderung der Belastung (des Widerstandes) der neue Beharrungszustand herzustellen?

Nach ihrer Behandlung wird der Stoff in die drei Abschnitte geteilt: 1. Schwungräder (Gleichförmigkeit des Ganges), 136 Seiten, 2. Ruhe des Ganges und Massenausgleich, 70 Seiten, 3. Regelung der Umdrehungszahlen (Regulatoren), 234 Seiten.

Dem Verfasser ist es gelungen, die Entwicklungen in elementarer und anschaulicher Weise durchzuführen, ohne an mathematischen und mechanischen Kenntnissen viel vorauszusetzen. Mit grossem Geschick ist besonders die geometrische Addition von Strecken verwertet worden, für die ein neues bequemes und leicht verständliches Zeichen benutzt wird. In fast jedem kleinen Unterabschnitt bemerkt man vom Verfasser erstmalig angegebene Einzelheiten in der Berechnung und Aufzeichnung der Zusammenhänge, so z. B. im ersten Teil bei den Ausführungen über die Konstruktion der Beschleunigungsparabel, die Berücksichtigung der Schubstangenmasse usw. Auch die genauere Festigkeitsberechnung des Schwungrades ist in recht einfacher Weise dargestellt, wenn auch verschiedene Vernachlässigungen, die der Einfachheit halber gemacht worden sind, das Ergebnis etwas trüben. Vielleicht wäre es zweckmässig gewesen, auch ein Beispiel zur Berechnung des erforderlichen Schwungradgewichtes von Pumpen und Kompressoren zu geben.

Im zweiten Teil wird durch Heranziehung der *Fischer*schen Hauptpunkte, sowie der Drehstrecken das Problem des Massenausgleiches kurz und klar auseinandergesetzt. Der dritte, umfangreichste Teil des Werkes untersucht die Regulatoren mit Hilfe der vom Verfasser eingeführten *C*-Kurven, woran sich weitere Ausführungen über die Einzelheiten schliessen, die bei der Wahl der Type und ihrer Konstruktion zu berücksichtigen sind, sowie eine klare Darstellung der statischen und dynamischen Verhältnisse. Allerdings sind die Beharrungsregler mit 15 Seiten wohl zu kurz behandelt worden, dagegen hätte z. B. die Berechnung der Abmessungen der Belastungsfedern durch einen Hinweis auf die Lehrbücher der Festigkeitslehre erledigt werden können. Gänzlich fehlen die indirekt wirkenden Regler für hydraulische Maschinen, deren eingehende Besprechung den Umfang des Werkes wohl noch vergrössert hätte, aber nach dem gewählten Titel zu erwarten gewesen wäre.

Stephan.

Les Carburateurs. Von *L. Périsse*, Paris, 1904, Librairie *Gauthier-Villars*.

Die Frage der Vergasung flüssiger Brennstoffe bei Verbrennungsmaschinen, an sich scheinbar sehr einfach, wird durch die näheren Bedingungen des Betriebes zu einer der schwierigsten Fragen bei diesen Maschinen überhaupt. Die sehr zahlreichen Vergaserkonstruktionen, nach den verschiedenartigsten Grundsätzen durchgeführt, beweisen dies.

Es ist deshalb sehr zu begrüssen, wenn der Verfasser des vorliegenden Werkes einer kritischen Besprechung der vorhandenen Konstruktionen näher tritt. Nach den einleitenden Kapiteln, in denen geschichtliche Notizen sowie die Betrachtung der Brennstoffgemische in chemischer und physikalischer Beziehung zu finden sind, folgen die von *Krebs*, *Sorel* und anderen

gegebenen Theorien der Vergasung mit konstantem Mischungsverhältnis, sowie Betrachtungen über die Zusammensetzung von Auspuffgasen. Im dritten Kapitel werden die Einzelteile der Vergaser besprochen, im vierten Kapitel folgen Vergaserkonstruktionen für Benzin, im fünften solche für schwer verdampfende Brennstoffe; stets sind kennzeichnende Beispiele gewählt.

Im ganzen gibt das Werk einen guten Ueberblick über den Stand der Vergaserfrage, besonders da der Verfasser nicht nur Beschreibungen, sondern vor allem kritische Betrachtungen anstellt und die wissenschaftliche Seite hervorhebt.

Pfitzner.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Die Post-, Bahn- und Telegraphengesetzgebung des Deutschen Reiches. Erläutert von Dr. *M. Stenglein*, Reichsgerichtsrat a. D. Zweite vermehrte und verbesserte Auflage. Berlin, Otto Liebmann. Preis geh. 2.50 M.

Die Schule des Werkzeugmachers und das Härten des Stahles. Nach Aufzeichnungen bewährter Praktiker für die Praxis bearbeitet und mit instruktiven Zeichnungen ausgestattet von *Friedrich Schön*, Ingenieur in Wien. Göppingen, G. Schön.

Chemische Technologie. Von Dr. *Fr. Heusler*, Geschäftsführer der Isabellenhütte G. m. b. H. in Dillenburg. Mit zahlreichen Abb. Leipzig, 1905 B. G. Teubner.

Einführung in die Vektoranalysis mit Anwendungen auf mathematische Physik. Von Dr. *Richard Gans*, Privatdozent an der Universität Tübingen. Mit 31 Abb. Leipzig, 1905. B. G. Teubner. Preis geb. 2.80 M.

Elettricita e Materia. Del Dr. *J. J. Thomson*, professore di Fisica sperimentale nell'Università di Cambridge Membro della Società Reale di Londra ecc. Traduzione con Aggiunte del Dr. *G. Faè*, Libero Docente in Fisica sperimentale professore nel Liceo Parini di Milano. con 18 Incisioni. Milano, 1905. Ulrico Hoepli.

Aus Natur und Geisteswelt: Sichtbare und unsichtbare „Strahlen". Von Prof. Dr. *Börnstein* und Prof. Dr. *Marckwald*. Mit zahlr. Abb. Leipzig, 1905. B. G. Teubner. Preis geh. 1 M., geb. 1.25 M.

Die Polar- und Parallelperspektive als Lehrmittel für Lehrer und Schüler an Oberrealschulen, Industrie- und Gewerbeschulen und anderen mittleren und höheren gewerblichen und technischen Lehranstalten, sowie zum Selbststudium. Von *G. Delabar*. Mit 225 Abb. und 25 Holzschnitten. Dritte verbesserte Auflage. Freiburg i. Br., 1905. Preis geb. 4.80 M.

Wie mache ich eine österreichische Patentanmeldung? Eine Anleitung zur Herstellung der Patentunterlage von Dr. *Gottfried Dimmer* und Ingenieur *Walter Ritter von Molo*. Wien, 1905. Manzsche Buchhandlung. Preis geh. 1 M.

Leitfaden der modernen Kältetechnik, ihr Anwendungsgebiet, ihre Maschinen und ihre Apparate. Von Ing. *W. M. Lehnert*. Mit 140 Abb. und 12 Tafeln sowie 12 Tabellen. Leipzig, 1905. J. J. Weber. Preis geb. 4 M.

Aus Natur und Geisteswelt. Dampf und Dampfmaschinen. Von Professor *R. Vater*. Mit 44 Abb. Leipzig, 1905. B. G. Teubner. Preis geh. 1 M., geb. 1,25 M.

Grundzüge der mechanischen Wärmetheorie. Von *Heinrich Birven*, Ingenieur, Dozent an der Gewerbe-Akademie Berlin. Mit 41 Abb. Stuttgart und Berlin, 1905. Fr. Grub. Preis geb. 2,80 M.

Technische Messungen, insbesondere bei Maschinenuntersuchungen. Zum Gebrauch im Maschinenlaboratorium und für die Praxis. Von *Anton Gramberg*, Diplom-Ingenieur an der Technischen Hochschule Danzig. Mit 181 Abb. Berlin, 1905. Julius Springer. Preis geb. 6 M.

Preisausschreiben.

Verein Deutscher Maschinen-Ingenieure.

In seiner am 23. Mai d. Js. abgehaltenen Versammlung beschloss der Verein 8000 Mark zu bestimmen für ein ***Preisausschreiben,*** betreffend: *„Untersuchung über die Bedingungen des ruhigen Laufes von Drehgestellwagen für Schnellzüge"*.

Es soll untersucht werden, wie Drehgestellwagen gebaut sein müssen, um bei den nach der „Eisenbahn-Bau- und Betriebs-Ordnung" zulässigen grössten Geschwindigkeiten auf gutem Gleis ruhig, d. h. so zu laufen, dass bei der Fahrt auf gerader Strecke die Schwingungen des Wagenkastens um seine drei Schwerpunkts-Hauptachsen, sowie die Verschiebungen seines Schwerpunktes um die Mittellage möglichst gering sind, und dass ferner das Befahren der Krümmungen sich möglichst stoss- und schwingungsfrei vollzieht.

Bei der Betrachtung ist zunächst vorauszusetzen, dass in den Radsätzen keine freien Fliehkräfte auftreten, der Schwerpunkt des Wagenkastens senkrecht über der Mitte der Verbindungslinie der Drehzapfenmittelpunkte liegt und die Schwerpunktssenkrechte jedes Drehgestelles durch dessen Drehpunkt geht.

Des weiteren ist zu prüfen, welchen Einfluss Abweichungen von diesen Voraussetzungen und bauliche Mängel im Gefüge des Gleises (breite Schienenlücken, ungenügende Verlaschung und dergl.) auf den Lauf des Wagens haben, wobei auch die zufälligen Aenderungen des Gewichtes und der Schwerpunktslage des Wagens infolge der wechselnden Besetzung (z. B. bei Speisewagen) in Betracht zu ziehen sind. Der Einfluss der Abnutzung und mangelhaften Unterhaltung des Wagens und des Gleises au den Lauf des Wagens ist nachzuweisen.

Unter Benutzung der auf diese Weise gewonnenen Grundlage sind allgemeine Grundsätze für den Bau von Drehgestellwagen aufzustellen und an Entwurfskizzen zu erläutern. Es ist ferner zu prüfen, ob und welche Aenderungen der bei einigen grösseren deutschen Eisenbahnverwaltungen gebräuchlichen Vorschriften für das Verlegen der Gleise empfohlen werden können.

Die Untersuchung ist mit möglichst weitgehender Zuhilfenahme der Rechnung und Zeichnung durchzuführen. Ihre Ergebnisse sind mit den Erfahrungen an vorhandenen Wagen zu vergleichen. Um die Arbeit zu erleichtern, hat der „Verein Deutscher Maschinen-Ingenieure" eine Zusammenstellung ausgeführter Drehgestelle anfertigen lassen, die vom Verlage der Zeitschrift: *„Glasers Annalen"*, Berlin S.W., Lindenstrasse 80, bezogen werden kann. In dieser Zeitschrift, und zwar in der Nummer vom 15. Juni, wird auch die Veröffentlichung des Preisausschreibens nebst einigen näheren Erläuterungen erfolgen.

Die Arbeiten sind in deutscher Sprache abzufassen und bis zum *2. Januar 1907*, mittags 12 Uhr, bei der Geschäftsstelle des „Vereins Deutscher Maschinen-Ingenieure", Berlin S.W., Lindenstrasse 80, einzureichen, von wo auch der genaue Wortlaut des Preisausschreibens zu beziehen ist. Jede Preisarbeit ist mit einem Kennwort zu versehen. In einem gleichzeitig einzureichenden verschlossenen Briefumschlag, der aussen das Kennwort trägt, ist der Name der Bearbeiter anzugeben. Es wird freigestellt, dass mehrere Bearbeiter gemeinschaftlich eine Lösung einreichen.

Das Ergebnis des Preisausschreibens wird spätestens in der April-Versammlung des Jahres 1907 verkündet.

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.
86. Jahrg., Bd. 320, Heft 25. Berlin, 24. Juni 1905.
Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Neuere Festigkeits-Probiermaschinen.

Von Professor **M. Rudeloff**.

(Fortsetzung von S. 379 d. Bd.)

Im Nachfolgenden mögen nun zunächst einige Maschinen, bei denen die vorerwähnten neueren Konstruktionen Anwendung gefunden haben, näher beschrieben sein.

A. *Die Maschinen von Amsler-Laffon & Sohn, Schaffhausen.*

1. *Die 2000 kg-Biegemaschine für Gusseisenstäbe.*

Die in Fig. 12—14 dargestellte Maschine ist für Biegeversuche bestimmt. Bei ihrer Konstruktion ist besonders die bisher bei Prüfung gegossener Stäbe gebräuchliche Form, 1000 mm Stützweite bei 30 × 30 mm Querschnitt, berücksichtigt. Der Probestab *A* ruht mit den Enden auf den Bolzen *B* und *C*, die an verschiedenen Stellen durch den U-förmigen Balken *D* hindurchgesteckt werden können, so dass ihre Achsenentfernung, die Stützweite, 400, 600, 800 oder 1000 mm beträgt. Der Balken *D* wird durch den Kolben des mit Oel gespeisten Presszylinders *H* angehoben, so dass die Probe in der Mitte gegen die feststehende Druckschneide *G* sich legt und gebogen wird. Die über den Auflagern *B* und *C* mit den Schrauben *F* festgespannten Bügel *E* dienen dazu, die Bruchstücke des Stabes gegen Herausspringen aus der Maschine zu sichern.

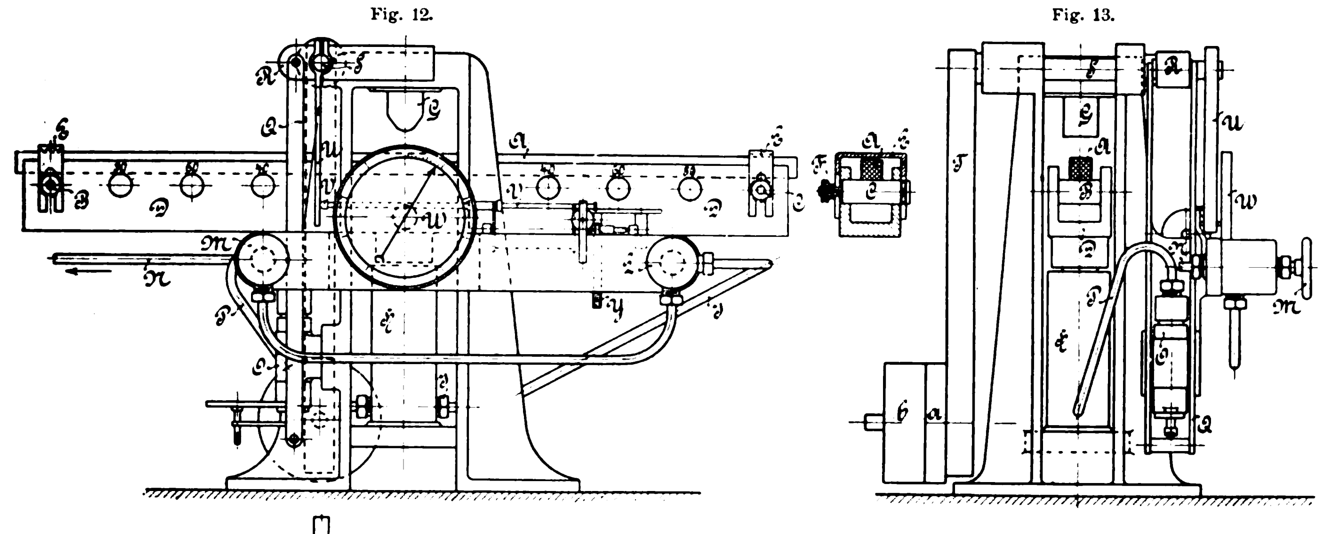


Fig. 12. Fig. 13.

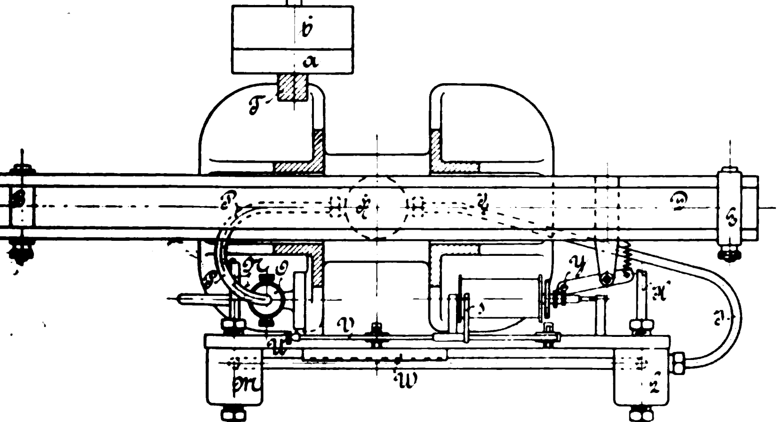


Fig. 14.

Fig. 12—14 2000 kg-Biegemaschine von Amsler-Laffon & Sohn.

Die Kraftmessung geschieht durch ein Pendelmanometer nach Fig. 8—10, das mit dieser Maschine unmittelbar verbunden und wie folgt eingerichtet ist. *O* ist der durch das Rohr *P* an den Presszylinder angeschlossene, kleine Hilfszylinder, dessen nach unten wirkende Kolben durch den Zaum *Q* auf den wagerechten Arm *R* des Pendels *T* einwirkt. Der Pendelausschlag wird durch den auf der Achse *S* sitzenden Hebel *U* auf die Stange *V* und durch diese auf den Zeiger *W* übertragen, der ihn auf einer Kreisteilung anzeigt. Je nachdem man mit dem unbelasteten Pendel arbeitet, oder die Gewichtsscheibe *a*, oder die Scheiben *a* und *b* beide auf die Pendelstange aufgesteckt hat (s. Fig. 13 und 14), entspricht eine volle

Umdrehung des Zeigers W der Belastung von 500, 1000 oder 2000 kg, und jedes Teilungsintervall 5, 10 oder 20 kg.

durch die am Biegebalken angebrachte Zahnstange Y gedreht, sobald der Balken sich aufwärts bewegt. Je nachdem man die Zahnstange mit einem der drei Zahnrädchen

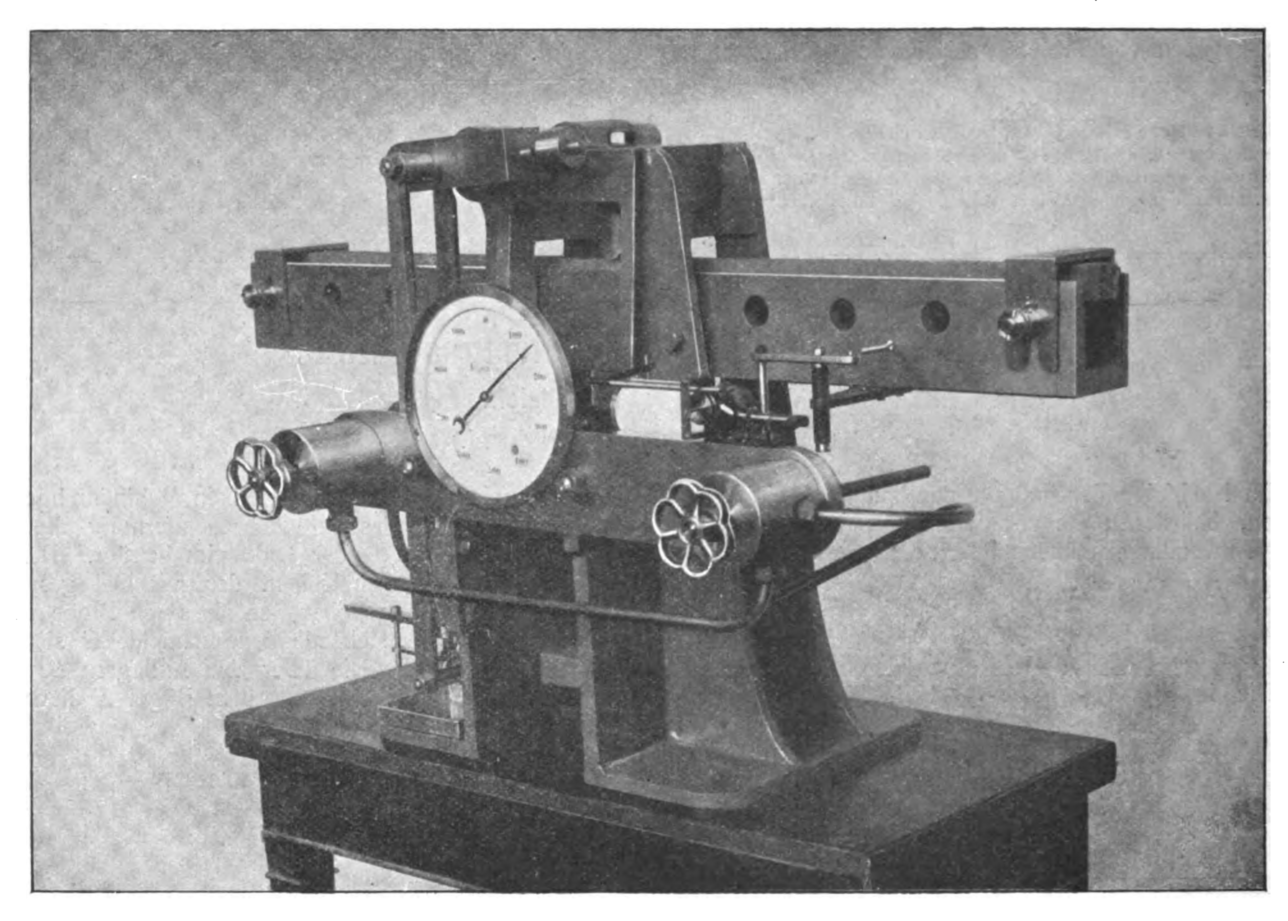


Fig. 15. 2000 kg - Biegemaschine von Amsler-Laffon & Sohn.

Der Schreibstift s zur Aufzeichnung der Schaulinie sitzt auf der Stange V, und die Schreibtrommel wird

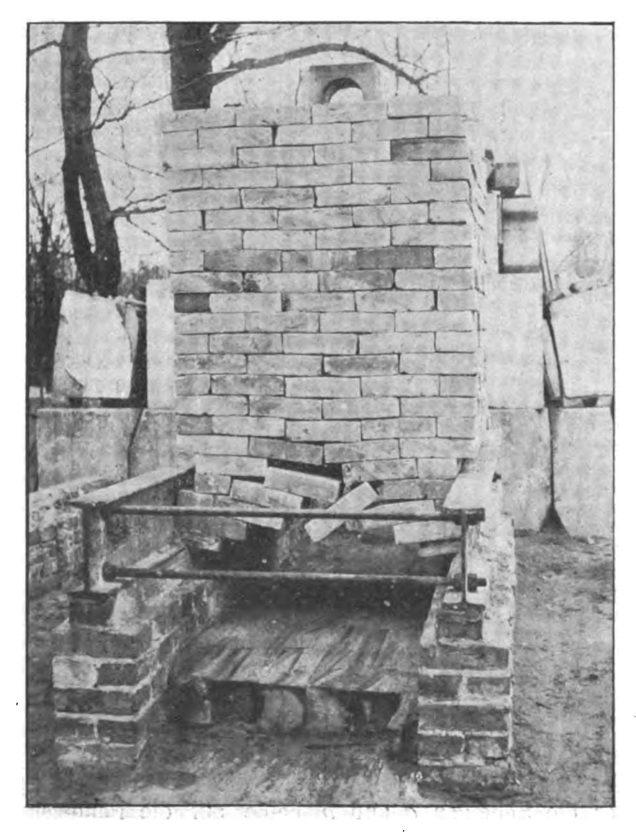


Fig. 16. Unsachgemässe Belastungsweise bei Deckenprüfungen.

auf der Trommelachse in Eingriff bringt, wird die Durchbiegung der Probe (Weg des Biegebalkens) in natürlicher, doppelter oder dreifacher Grösse aufgezeichnet.

L und M sind die miteinander verbundenen Steuerventile. L ist durch das Rohr K mit dem Druckerzeuger (Pumpe, Akkumulator) und durch J mit dem Presszylinder H verbunden. Zum Entlasten wird L geschlossen und M geöffnet; die Pressflüssigkeit fliesst dann durch das Rohr N zum Druckerzeuger zurück.

Fig. 15 gibt ein Bild dieser Maschine.

2. Biegemaschine für verteilte Lasten.

Mit zunehmender Anwendung von Beton im Bauwesen, und vor allem von Betonbalken und -decken mit Eiseneinlagen, tritt die Notwendigkeit immer mehr hervor, die Festigkeitseigenschaften des verwendeten Betons und die Tragfähigkeit der ausgeführten Konstruktionen durch Versuche festzustellen. Dem erstgenannten Zweck dienen besonders Druckversuche, während die Erprobung der Konstruktionen durch Biege- oder Belastungsversuche erfolgt.

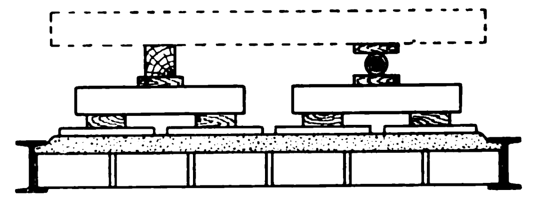


Fig. 17. Druckverteilung bei Belastungsproben mit Decken.

Decken und andere plattenförmige Körper werden hierbei meistens durch möglichst gleichmässig verteilte Gewichtsbelastung beansprucht. Hierbei ist zu beachten, dass die Gewichtsstücke Mauersteine, Sandsäcke, Eisen-

barren usw. nicht unmittelbar auf die Platte gebracht werden dürfen, da bei derartiger Anordnung, wie Fig. 16 zeigt,[5]) infolge Durchbiegens der Probe leicht der Fall ein-

Fig. 18. Belastungsprobe mit Treppen.

treten kann, dass nur die unteren Stücke die Probe belasten, während die Wirkung der oberen lediglich von den Widerlagern aufgenommen wird. Zur sachgemässen

[5]) Mitteilungen a. d. Königl. Techn. Versuchsanstalten 1899, S. 117.

Versuchsausführung ist daher z. B. nach Fig. 17 zunächst durch einen besonderen pyramidenförmigen Aufbau von Druckstücken, in deren unterste Lage eine möglichst grosse

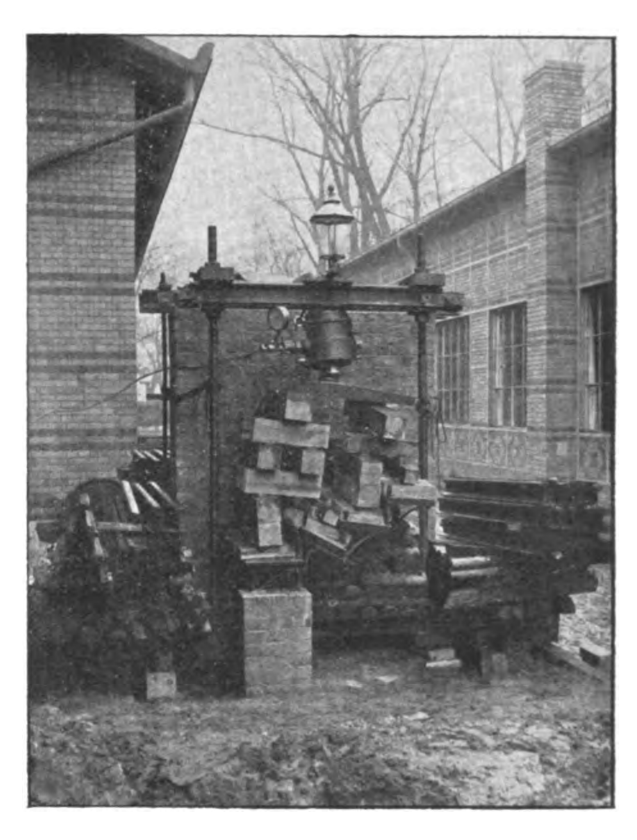


Fig. 19. Belastungsprobe mit Treppen.

Anzahl von Angriffspunkten für die Belastung zu schaffen, die dann von Lage zu Lage durch weitere Druckstücke paarweise verbunden werden, bis sich schliesslich in der obersten Lage zwei längere Stücke zur Aufnahme der Belastungsgewichte ergeben. Um die beim Durchbiegen der Proben erforderliche Beweglichkeit der Druckstücke gegen-

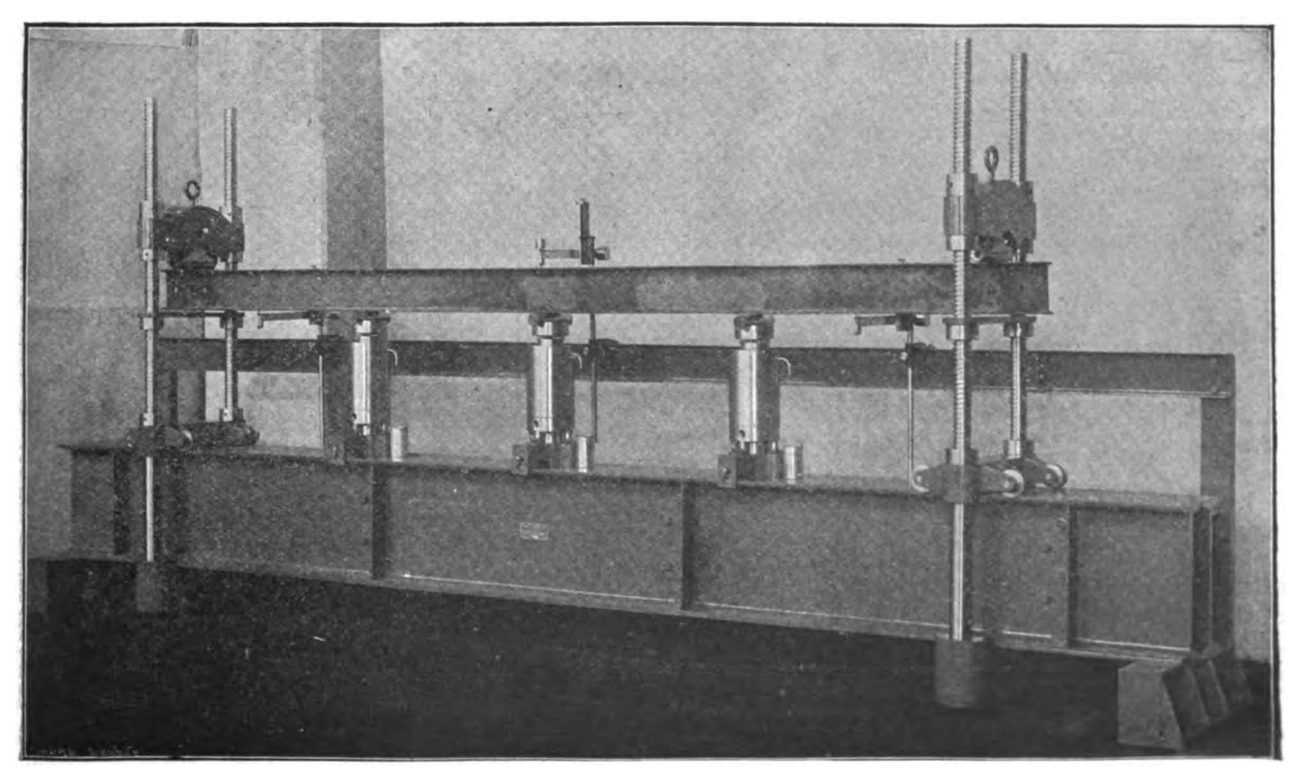


Fig 20. Biegemaschine für verteilte Lasten von Amsler-Laffon & Sohn.

einander zu wahren, werden sie zum Teil durch Rollen gebildet.

Bei Prüfung von Treppenläufen ist das Aufbringen von Belastungsgewichten schwieriger und ihre Anwendung nicht ohne Gefahr für den Versuchsausführenden. Für die in der ehemaligen mechanisch-technischen Versuchsanstalt zu Charlottenburg auszuführenden Belastungsversuche mit derartigen Konstruktionen habe ich daher das durch Fig. 18 und 19 veranschaulichte Verfahren angegeben.[6])

Hierbei wird das Probestück durch ein Rahmenwerk umspannt, der untere Rahmenteil entweder mit den Widerlagern des Versuchsstückes verbunden oder mit Belastungsstücken, deren Gesamtgewicht mindestens gleich der Tragfähigkeit der Proben sein muss, beschwert, und zwischen dem Versuchsstück und dem oberen Rahmenteil ein kleiner hydraulischer Presszylinder eingeschaltet, dessen Kolben die Beanspruchung des Versuchsstückes bewirkt. Diese Versuchsanordnung bietet vor derjenigen mit direkter Gewichtsbelastung neben Gefahrlosigkeit den Vorteil, dass ohne besondere Mühe wiederholte Entlastungen vorgenommen werden können, um den Beginn bleibender Formänderungen am Versuchsstück zu vermitteln. In mehr oder weniger veränderter Form ist diese Anordnung auch a. O. bei Belastungsversuchen mit Baukonstruktionen in Aufnahme gekommen.

Bei Prüfung langer Balken ist das Aufbringen von Druckstücken nach Fig. 17 nicht immer tunlich, da der Aufbau sehr hoch werden würde. Man begnügt sich daher mit einer geringen Anzahl von Kraftangriffspunkten, und kann dann in diesen die Kolben der hydraulischen Pressen unmittelbar auf den Balken einwirken lassen. Eine hierzu gut geeignete Einrichtung von *Amsler-Laffon & Sohn*, Schaffhausen, zeigen Fig. 21—24. Der aus zwei kräftigen, durch Querrippen versteiften **I**-Eisen zusammengesetzte Balken *A* trägt zwei Rahmenwerke *E*, die je nach der Stützweite, bei der die Probe auf Biegung beansprucht werden soll, gegeneinander einzustellen sind. In diesen Rahmen legt die obere Fläche des Probebalkens *C* sich an den Enden gegen die Rollen *D*. Die Beanspruchung des Balkens auf Biegung erfolgt durch die Kolben der Presszylinder *B*, die in beliebiger Zahl und jeder gewünschten Entfernung auf dem Träger *A* festgeklemmt werden können. Die Kraftübertragung geschieht durch die Rollen *R*. Damit letztere sich auch bei windschiefen Proben zur gleichmässigen Beanspruchung der Neigung der Balkenfläche entsprechend einstellen können, ist zwischen dem Lager *L* der Rolle *R* und der oberen Fläche des Druckkolbens eine zweite Rolle *r* eingeschaltet, deren Achse senkrecht zu der der Rolle *R* steht. Aus dem gleichen Grunde sind auch die Widerlager *D* durch Verwendung von halbzylindrischen Lagerstücken drehbar eingerichtet. Jeder Zylinder kann sich allseitig etwas neigen, so dass sein Druckkolben der Bewegung des Probestückes frei folgen kann,

Fig. 23.

Fig. 22. Biegemaschine für verteilte Lasten von Amsler-Laffon & Sohn.

Fig. 24.

Fig. 21.

ohne zu ecken. Sämtliche Presszylinder sind an die gleiche Druckleitung anzuschliessen. Ihre Kolben haben den gleichen Durchmesser, so dass, von den Unterschieden in den Kolbenreibungen abgesehen, an allen Druckstellen die

[6]) „Denkschrift“ (wie bei 2) S. 337.



gleiche Belastung herrscht. Im Höchstfalle kann jede Einzellast 15 t und die grösste Stützweite 4 m betragen.

Neben dem Träger A befindet sich die Schiene F

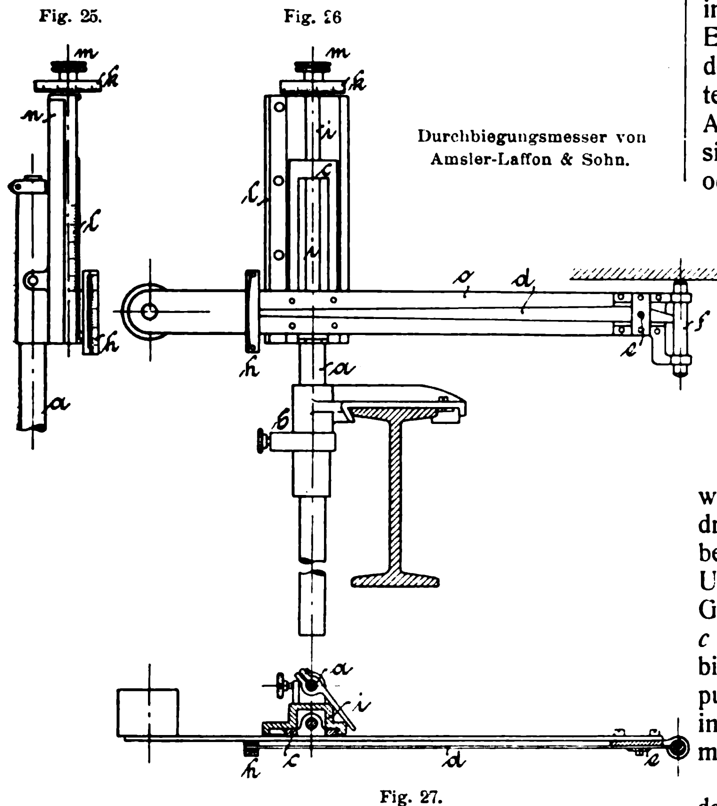


Fig. 25. Fig. 26 Durchbiegungsmesser von Amsler-Laffon & Sohn. Fig. 27.

zum Anbringen der Durchbiegungsmesser G. Fig. 20 (S. 387) zeigt die Einrichtung mit drei Presszylindern.

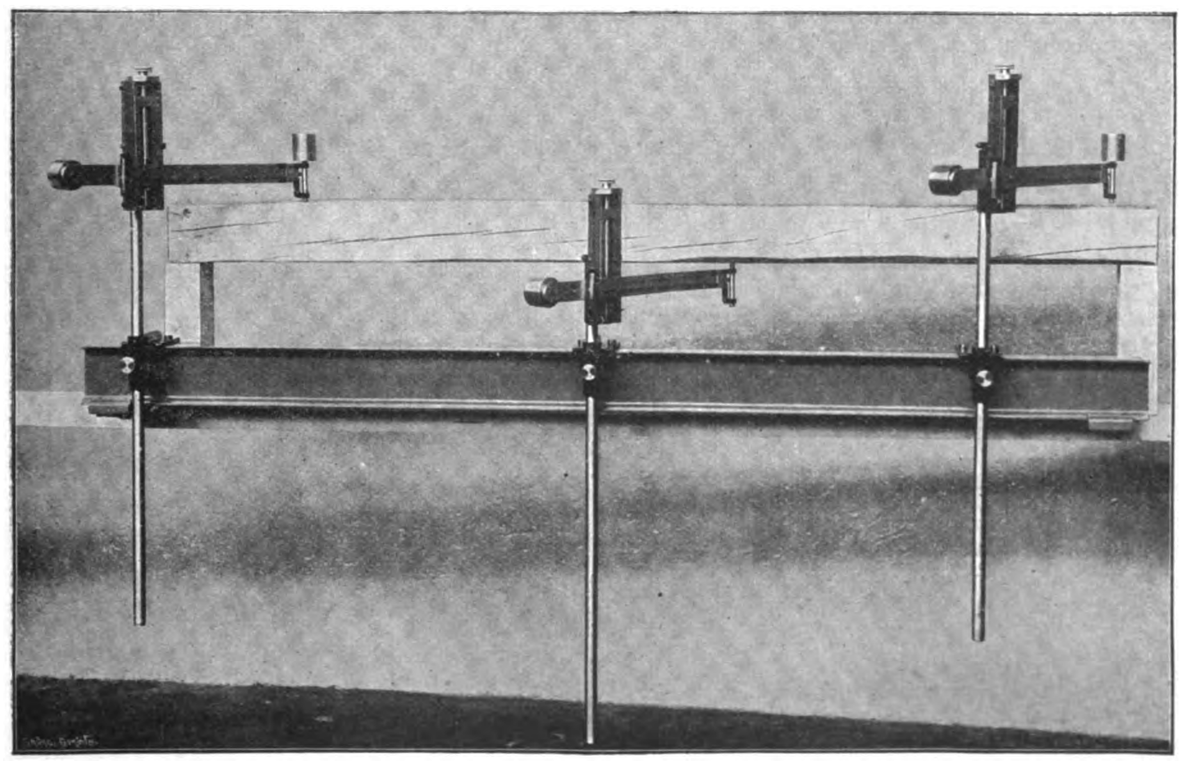


Fig. 29. Durchbiegungsmesser von Amsler-Laffon & Sohn.

Der Durchbiegungsmesser ist ein Fühlhebelapparat (Fig. 25—28). Das Ende des kürzeren Hebelarmes folgt den Bewegungen des Messpunktes der Probe, und der lange Arm zeigt sie auf einer Skala an. Der Apparat wird von der Stange a (Fig. 25—27) getragen, die in der Hülse b in beliebiger Höhe festgestellt werden kann. Am oberen Ende der Stange befindet sich das Führungsstück n mit dem Schlitten c. An dem wagerechten Arm o des letzteren liegt bei e der Drehpunkt des Hebels d. Sein kurzer Arm greift in den senkrecht beweglichen Stift f ein, der sich entweder nach oben, unter dem Druck des Hebels, oder nach unten unter dem Druck des Gewichtes g sanft an den Probekörper anlegt (Fig. 26 und 28). Das lange mit einer Marke versehene Ende des Hebels spielt über der Teilung h und zeigt an ihr die senkrechte Bewegung des Stiftes f in Zehntelmillimeter an. Sie ist gleich der Bewegung des Stützpunktes von f an der Probe, deren wirkliche Durchbiegung man aus den Beobachtungen für drei Messpunkte erhält (Fig. 29). Der Apparat gestattet in der beschriebenen Weise, Bewegungen bis zu 4 mm zu messen. Um stärkere Bewegungen und zwar zugleich mit grösserer Genauigkeit zu messen, hebt oder senkt man den Schlitten c mit der am Knopf m drehbaren Mikrometerschraube i, bis die Marke am Hebel a immer wieder auf den Nullpunkt der Teilung einspielt. Die Verschiebung wird dann in ganzen Millimetern an der Teilung l und in Hundertstelmillimetern an der Trommel k abgelesen.

Fig. 28.

Die Genauigkeit der Beobachtung hängt naturgemäss davon ab, mit welcher Schärfe man die Marke des Hebels auf die Nullmarke der Teilung h einstellen kann. Besser wäre daher die Anbringung eines elektrischen Kontaktes mit Galvanoskop an Stelle der Ablesemarke.

(Fortsetzung folgt.)

Untersuchung eines flachen Bogens mit festen Kämpfergelenken beansprucht von horizontalen Kräften.

Von Prof. **G. Ramisch** in Breslau.

(Schluss von S. 375 d. Bd.)

Wir gehen jetzt dazu über, das Biegungsmoment für irgend einen Querschnitt des Bogens mit Berücksichtigung des Wertes von H anzugeben. Befindet sich die Belastung in Fig. 3 zwischen A und C (s. a. Fig. 1), so ist das Biegungsmoment für den Querschnitt von C

$$M = \frac{P \cdot p}{l} \cdot x - P \cdot p + P \cdot y - H \cdot y.$$

Hierin ist $H = \frac{P \cdot z}{l}$, so dass weiter entsteht:

$$M = P \cdot \left\{- p \cdot \left(1 - \frac{x}{l}\right) + y \cdot \left(1 - \frac{z}{l}\right)\right\}$$

Dann ist:

$$p = 4 \cdot \frac{f \cdot q \cdot (l - q)}{l^2} = 4 \cdot f \cdot \frac{q}{l} \cdot \left(1 - \frac{q}{l}\right)$$

und
$$y = 4 \cdot \frac{f \cdot x \cdot (l - x)}{l^2} = 4 \cdot f \cdot \frac{x}{l} \cdot \left(1 - \frac{x}{l}\right)$$

Daher haben wir, wenn man M_r das Moment nennt:

$$M_r = 4 \cdot P \cdot f \cdot \left(1 - \frac{x}{l}\right) \left\{-\frac{q}{l} \cdot \left(1 - \frac{q}{l}\right) + \frac{x}{l} \cdot \left(1 - \frac{z}{l}\right)\right\}$$

Befindet sich aber die Last zwischen C und B, so ist das Biegungsmoment für denselben Querschnitt:

$$M_l = \frac{P \cdot p}{l} \cdot x - H \cdot y$$

und mit Rücksicht auf die Werte für H, p und y entsteht:

$$M_l = \frac{4 \cdot P \cdot f}{l} \cdot \frac{x}{l} \cdot \left[\frac{q}{l}\left(1 - \frac{q}{l}\right) - \left(1 - \frac{x}{l}\right) \cdot \frac{z}{l}\right].$$

Beide Momente müssen einander gleich sein, wenn $x = q$ ist, was ja, wie der Vergleich zeigt, eintrifft.

Man setze, wenn n eine beliebige Zahl ist, worüber später verfügt wird:

$$w_r = n \cdot l \cdot \left(1 - \frac{x}{l}\right) \cdot \left[-\frac{q}{l}\left(1 - \frac{q}{l}\right) + \frac{x}{l}\left(1 - \frac{z}{l}\right)\right] \quad 10)$$

und

$$w_l = n \cdot l \cdot \frac{x}{l}\left[\frac{q}{l}\left(1 - \frac{q}{l}\right) - \left(1 - \frac{x}{l}\right) \cdot \frac{z}{l}\right] \quad . \quad . \quad 11)$$

und hat nunmehr:

$$M_r = \frac{4 \cdot P \cdot f}{n \cdot l} \cdot w_r \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 12)$$

$$M_l = \frac{4 \cdot P \cdot f}{n \cdot l} \cdot w_l \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 13)$$

Hierbei ist Gleichung 12) die Gleichung der Einflusslinie für das Biegungsmoment vom Querschnitte des Punktes C, wenn die Last zwischen C und B sich befindet und Gleichung 13) ist die Gleichung der Einflusslinie für das Biegungsmoment dieses Querschnittes, wenn die Last zwischen A und C sich befindet.

Zur Darstellung der Einflusslinie nehme man $\frac{q}{l} = 0$, 0,1, 0,2, 0,3, 0,4, 0,5, 0,6, 0,7, 0,8, 0,9 und 1,0.

Hierdurch erhält man der Reihe nach:

$${}_0w_r = l \cdot \left(1 - \frac{x}{l}\right) \cdot \left[- 0 + \frac{x}{l}\right]$$

$${}_1w_r = l \cdot \left(1 - \frac{x}{l}\right) \cdot \left[- 0{,}09 + 0{,}77904 \cdot \frac{x}{l}\right]$$

$${}_2w_r = l \cdot \left(1 - \frac{x}{l}\right) \cdot \left[- 0{,}16 + 0{,}62528 \cdot \frac{x}{l}\right]$$

$${}_3w_r = l \cdot \left(1 - \frac{x}{l}\right) \cdot \left[- 0{,}21 + 0{,}53872 \cdot \frac{x}{l}\right]$$

$${}_4w_r = l \cdot \left(1 - \frac{x}{l}\right) \cdot \left[- 0{,}24 + 0{,}50496 \cdot \frac{x}{l}\right]$$

$${}_5w_r = l \cdot \left(1 - \frac{x}{l}\right) \cdot \left[- 0{,}25 + 0{,}50000 \cdot \frac{x}{l}\right]$$

$${}_6w_r = l \cdot \left(1 - \frac{x}{l}\right) \cdot \left[- 0{,}24 + 0{,}49504 \cdot \frac{x}{l}\right]$$

$${}_7w_r = l \cdot \left(1 - \frac{x}{l}\right) \cdot \left[- 0{,}21 + 0{,}46128 \cdot \frac{x}{l}\right]$$

$${}_8w_r = l \cdot \left(1 - \frac{x}{l}\right) \cdot \left[- 0{,}16 + 0{,}37472 \cdot \frac{x}{l}\right]$$

$${}_9w_r = l \cdot \left(1 - \frac{x}{l}\right) \cdot \left[- 0{,}09 + 0{,}22096 \cdot \frac{x}{l}\right]$$

$${}_{10}w_r = l \cdot \left(1 - \frac{x}{l}\right) \cdot \left[- 0 + 0 \cdot \frac{x}{l}\right] = 0$$

und

$${}_0w_l = l \cdot \frac{x}{l} \cdot \left[0 - \left(1 - \frac{x}{l}\right) \cdot 0\right] = 0$$

$${}_1w_l = l \cdot \frac{x}{l} \cdot \left[0{,}09 - \left(1 - \frac{x}{l}\right) \cdot 0{,}22096\right]$$

$${}_2w_l = l \cdot \frac{x}{l} \cdot \left[0{,}16 - \left(1 - \frac{x}{l}\right) \cdot 0{,}37472\right]$$

$${}_3w_l = l \cdot \frac{x}{l} \cdot \left[0{,}21 - \left(1 - \frac{x}{l}\right) \cdot 0{,}46128\right]$$

$${}_4w_l = l \cdot \frac{x}{l} \cdot \left[0{,}24 - \left(1 - \frac{x}{l}\right) \cdot 0{,}49504\right]$$

$${}_5w_l = l \cdot \frac{x}{l} \cdot \left[0{,}25 - \left(1 - \frac{x}{l}\right) \cdot 0{,}500000\right]$$

$${}_6w_l = l \cdot \frac{x}{l} \cdot \left[0{,}24 - \left(1 - \frac{x}{l}\right) \cdot 0{,}50496\right]$$

$${}_7w_l = l \cdot \frac{x}{l} \cdot \left[0{,}21 - \left(1 - \frac{x}{l}\right) \cdot 0{,}53872\right]$$

$${}_8w_l = l \cdot \frac{x}{l} \cdot \left[0{,}16 - \left(1 - \frac{x}{l}\right) \cdot 0{,}62568\right]$$

$${}_9w_l = l \cdot \frac{x}{l} \cdot \left[0{,}09 - \left(1 - \frac{x}{l}\right) \cdot 0{,}77904\right]$$

$${}_{10}w_l = l \cdot \frac{x}{l} \cdot \left[0 - \left(1 - \frac{x}{l}\right) \cdot 1{,}00000\right]$$

Für den Mittelpunkt M ist $\frac{x}{l} = 0,5$, also auch $1 - \frac{x}{l} = 0,5$ zu nehmen. Zu benutzen sind ferner hierbei die Ordinaten ${}_0w_l$ bis ${}_5w_l$ links von M, und von ${}_6w_r$ bis ${}_{10}w_r$ rechts von M. Man erhält: ${}_0w_l = 0$, ${}_1w_l = -0,01024$, ${}_2w_l = -0,01368$, ${}_3w_l = -0,01032$, ${}_4w_l = -0,00376$ und ${}_5w_l = 0$, ferner ${}_6w_r = +0,00376$, ${}_7w_r = +0,01032$, ${}_8w_r = +0,01368$, ${}_9w_r = +0,1024$ und ${}_{10}w_r = 0$ von l.

Hiernach ist in Fig. 4 die Einflussfläche für das Biegungsmoment des Querschnittes von C gezeichnet worden. Es ist hierbei $n = 10$ genommen worden. Wir nehmen auch für die künftigen Einflusslinien $n = 10$, nur für die des Querschnittes von A nehmen wir $n = 1$.

Ist weiter $\frac{x}{l} = 0,4$ und $1 - \frac{x}{l} = 0,6$. Zu benutzen sind jetzt die Ordinaten von ${}_0w_l$ bis ${}_4w_l$ und von ${}_5w_r$ bis ${}_{10}w_r$. Man hat ${}_0w_l = 0$, ${}_1w_l = -0,170302$, ${}_2w_l = -0,0235382$, ${}_3w_l = -0,0267072$, ${}_4w_l = -0,0228096$, ferner ${}_5w_r = -0,030000$, ${}_6w_r = -0,0251904$, ${}_7w_r = -0,0152928$, ${}_8w_r = -0,0060672$, ${}_9w_r = -0,0009696$ und ${}_{10}w_r = 0$ von l.

Die Einflusslinie ist in Fig. 5 dargestellt worden.

Wenn $\frac{x}{l} = 0,3$ und $1 - \frac{x}{l} = 0,7$ ist, so sind zu benutzen die Ordinaten von ${}_0w_l$ bis ${}_3w_l$ und von ${}_4w_r$ bis ${}_{10}w_r$. Man hat ${}_0w_l = 0$, ${}_1w_l = -0,0104016$, ${}_2w_l = -0,0285912$, ${}_3w_l = -0,0338688$, ferner ${}_4w_r = -0,0619584$, ${}_5w_r = -0,070000$, ${}_6w_r = -0,0640416$, ${}_7w_r = -0,0501312$, ${}_8w_r = -0,0333080$, ${}_9w_r = -0,0166614$ und ${}_{10}w_r = 0$ von l.

Hierzu ist die Einflusslinie in Fig. 6 dargestellt worden.

Nehmen wir $\frac{x}{l} = 0,2$ und $1 - \frac{x}{l} = 0,8$, so sind zu benutzen die Ordinaten ${}_0w_l$ bis ${}_2w_l$ und ${}_3w_r$ bis ${}_{10}w_r$. Man hat ${}_0w_l = 0$, ${}_1w_l = -0,0173536$, ${}_2w_l = -0,0279552$, ${}_3w_r = -0,0818048$, ${}_4w_r = -0,1112064$, ${}_5w_r = -0,120000$, ${}_6w_r = -0,1127936$, ${}_7w_r = -0,0942112$, ${}_8w_r = -0,0680448$, ${}_9w_r = -0,0366464$ und ${}_{10}w_r = 0$ von l.

Die Einflusslinie ist in Fig. 7 dargestellt worden.

Ist weiter $\frac{x}{l} = 0,1$ und $1 - \frac{x}{l} = 0,9$, so hat man zu benutzen ${}_0w_l$, ${}_1w_l$ und ${}_2w_r$ bis ${}_{10}w_r$. Man erhält: ${}_0w_l = 0$, ${}_1w_l = -0,0108864$, ${}_2w_r = -0,0877248$, ${}_3w_r = -0,1405152$, ${}_4w_r = -0,1705536$, ${}_5w_r = -0,180000$, ${}_6w_r = -0,1714464$, ${}_7w_r = -0,1474848$, ${}_8w_r = -0,1102752$, ${}_9w_r = -0,0611136$ und ${}_{10}w_r = 0$ von l.

Die Einflusslinie ist in Fig. 8 dargestellt worden.

Die Einflusslinien für $\frac{x}{l} = 0,6$, $0,7$, $0,8$ und $0,9$ sind nicht dargestellt worden; sie sind Spiegelbilder der Einflusslinien für $\frac{x}{l} = 0,4$, $0,3$, $0,2$ und $0,1$ der Reihe nach.

In Fig. 9 ist endlich die Einflusslinie für $\frac{x}{l} = 0$, also $1 - \frac{x}{l} = 1$ gezeichnet worden. Man hat hierfür der Reihe nach die Ordinaten 0,00, —0,090, —0,160, —0,210, —0,240, —0,250, —0,240, —0,210, —0,160, —0,090 und 0,00 von A bis B. Uebrigens ist die Einflusslinie die gemeine Parabel und gilt auch für den Querschnitt von B.

Betrachtet man nun die Einflusslinien, so findet man,

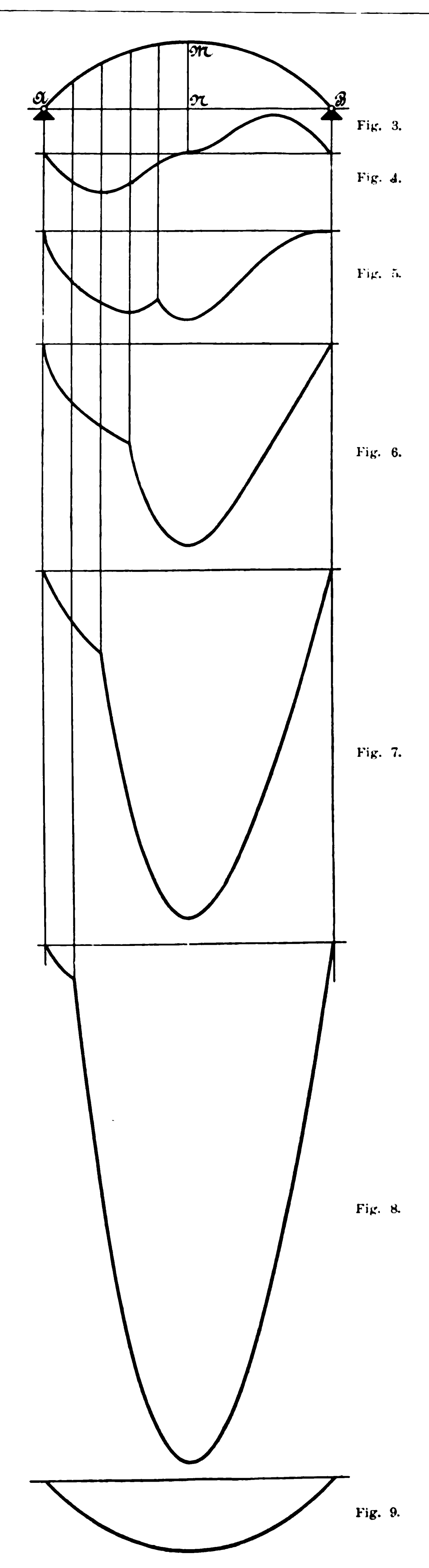


Fig. 3.

Fig. 4.

Fig. 5.

Fig. 6.

Fig. 7.

Fig. 8.

Fig. 9.

dass die gemeine Parabel die grössten Ausdehnungen hat, woraus folgt, dass A und B *gefährliche Querschnitte des Bogens sind*, wenn, wie wir nochmals erwähnen, die auf das Gewölbe wirkenden Kräfte *nur* wagerecht gerichtet sind.

Die Gleichung der massgebenden Einflusslinie lautet:

$$M = 4 \cdot P \cdot f \cdot \frac{q}{l}\left(1 - \frac{q}{l}\right) \quad . \quad . \quad . \quad 14)$$

Ist z. B. das halbe Gewölbe von A bis M gleichmässig mit g für die Längeneinheit belastet, so ergibt sich das Höchstbiegungsmoment:

$$M = 4 \cdot g \cdot f \cdot \int_0^{\frac{l}{2}} \frac{q}{l} \cdot \left(1 - \frac{q}{l}\right) \cdot dq.$$

Hieraus ergibt sich:

$$M = \frac{1}{3} g \cdot l \cdot f \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 15)$$

Zur Bestimmung des Querschnittes nenne man k die Beanspruchung des Materials für die Flächeneinheit, b die Breite und h die Höhe des rechteckigen Querschnittes vom Gewölbe. Man darf annehmen, dass die Horizontalkraft senkrecht zum Querschnitte in A oder B wirksam ist, weil ja der Bogen sehr flach ist. Die Horizontalkraft hatten wir nach Formel 8 in B gleich $\frac{35}{192} gl$ und nach Formel 9 in A gleich $\frac{61}{192} gl$; da letztere grösser ist, so muss der Querschnitt von A als der gefährlichere angesehen werden und man hat deswegen nach der bekannten Festigkeitsformel für Biegung und Zug oder Druck:

$$k = \frac{\frac{61}{192} gl}{b\,h} \pm \frac{\frac{1}{3} g \cdot l \cdot f}{\frac{1}{6} \cdot b\,h^2}$$

oder auch:

$$k = \frac{gl}{b\,h} \cdot \left\{\frac{61}{192} \pm 2 \cdot \frac{f}{h}\right\}$$

und zwar gilt das obere Vorzeichen für Druck und das untere für Zug.

Damit nun keine Zugspannung vorkommt, ist

$$\frac{61}{192} - 2\frac{f}{h} > 0$$

oder auch $h > \frac{384}{61} \cdot f$. Es müsste demnach h mindestens gleich $6{,}3\,f$ sein, was bei ausgeführten Gewölben wohl niemals eintrifft. Es ist also Zugspannung *unvermeidlich* und man hat zur Ermittlung des Querschnittes folgende Gleichung:

$$b \cdot h = \frac{g \cdot l}{k} \cdot \left(\frac{61}{192} + 2 \cdot \frac{f}{h}\right)$$

wobei für $\frac{f}{h}$ am vorteilhaftesten Tabellen angefertigt werden müssten. Anwendung kann von dieser Untersuchung gemacht werden, wenn das Eigengewicht des Gewölbes vernachlässigbar ist und der Winddruck nur berücksichtigt wird.

Nimmt man dagegen auch Rücksicht auf das Eigengewicht und befinden sich auf dem Gewölbe bewegliche Lasten, so ist die Untersuchung dann zu gebrauchen, wenn die Reibungswiderstände zugleich wirksam sind. Wie man zu verfahren haben wird, soll in einer späteren Abhandlung mitgeteilt werden.

Es werden nämlich die Ordinaten der Einflusslinien für senkrecht zueinander stehende Kräfte zu vereinigen sein, wodurch man neue Einflusslinien erhält und diese sind der Untersuchung zugrunde zu legen. Sonst würde man mit den Einflusslinien in Fig. 1 und Fig. 9 vollkommen auskommen.

Ueber neuere Riemengetriebe.

Von **Rudolf Hundhausen**, Berlin-Halensee.

(Fortsetzung von S. 360 d. Bd.)

Der Verfasser hatte nun vor einigen Jahren als technischer Leiter der *Maschinenfabrik Gustav Fischer & Co.*, Berlin, Veranlassung, die ihm früher als Oberingenieur der Firma *Siemens & Halske* näher bekannt gewordenen Einrichtungen, welche im vorstehenden ausführlich beschrieben wurden, zu übertragen auf den elektrischen Antrieb der Zeilengiessmaschine „Monoline". Fig. 22 gibt eine Abbildung der damaligen Setzerschule[2]) mit einer Anzahl Maschinen älterer Bauart. Die beiden zuvorderst stehenden Maschinen zeigen die für uns hier bemerkenswerten Eigentümlichkeiten des elektrischen Antriebes in zweierlei Anordnungen: bei der ersten Maschine (links) steht der Motor auf einem rechtwinkligen Konsol, welches mit seiner senkrechten Fläche seitwärts am Tischgestell der Maschine in einer prismatischen Führung verschiebbar gelagert ist, um, der jeweiligen Länge des Riemens entsprechend, mittels einer Knebelschraube von unten her auf Höhe eingestellt und dann durch zwei Klemmschrauben festgespannt werden zu können; bei der zweiten Maschine (rechts) ist das verschiebliche Konsol durch einen festen Bock ersetzt, an welchem nun aber eine Spannrolle auf einem exzentrisch verstellbaren Zapfen gelagert angebracht ist, um so die Länge des Riemens zwischen der kleinen Motorscheibe und der grossen Antriebsscheibe des Vorgeleges ausgleichen zu können.

Ursprünglich war der Motor, wie bei der zweiten Maschine hier, unveränderlich fest aufgestellt, und sein Abstand gegenüber der anzutreibenden Achse bezw. Riemscheibe des unteren Vorgeleges konnte nicht der Länge des Riemens angepasst werden, welches Verhältnis auch zutraf für den andern Riemen, welcher vom Vorgelege zur Maschine führt; es mussten also umgekehrt die Riemen sich nach den gegebenen Achsenentfernungen richten.

In Fällen, wo letztere verhältnismässig gross sind, wie es bei Triebwerken in Gebäuden wohl meist zutrifft oder sich erreichen lässt, und wo der Riemen mehr oder

[2]) Bemerkenswert ist auch die in Fig. 22 links stehende Maschine, eine von der Firma *Fischer & Krecke* (Bielefeld und Berlin SW 48) gebaute selbstfärbende Abziehpresse, welche in der Setzerschule wie auch in Zeitungsdruckereien dazu dient, schnell und bequem von einer gesetzten Spalte Korrekturabzüge anzufertigen: Durch Drehung der Kurbel wird der Wagen mit der Papierrolle, den Farbwalzen und dem Druckzylinder derart über den Satz hinweggeführt, dass dieser beim Hingange eingefärbt wird und dass beim Hergange dann das von der Rolle abgewickelte Papier bedruckt und am Schlusse des Weges abgeschnitten wird.

weniger horizontal verläuft, wirkt sein natürlicher Durchhang bis zu einem gewissen Grade ausgleichend und nachspannend. Sind aber die Achsen in geringem Abstande und *über*einander angeordnet wie im vorliegenden Falle, so müssen besondere Hilfsmittel angewandt werden, um die naturgemäss eintretende Dehnung des Riemens auszugleichen.

Die einfachste und roheste, allerdings wohl meist gebräuchliche Art, dem Gleiten des Riemens für längere Zeit vorzubeugen, besteht darin, dass man ihn von vornherein übermässig reckt und ihn anfänglich mit bedeutend grösserer Anspannung arbeiten lässt, als erforderlich wäre. Dies bringt aber verschiedene sehr erhebliche Nachteile mit sich, welche bisher leider allgemein zu wenig berücksichtigt wurden und im vorliegenden besonderen Falle

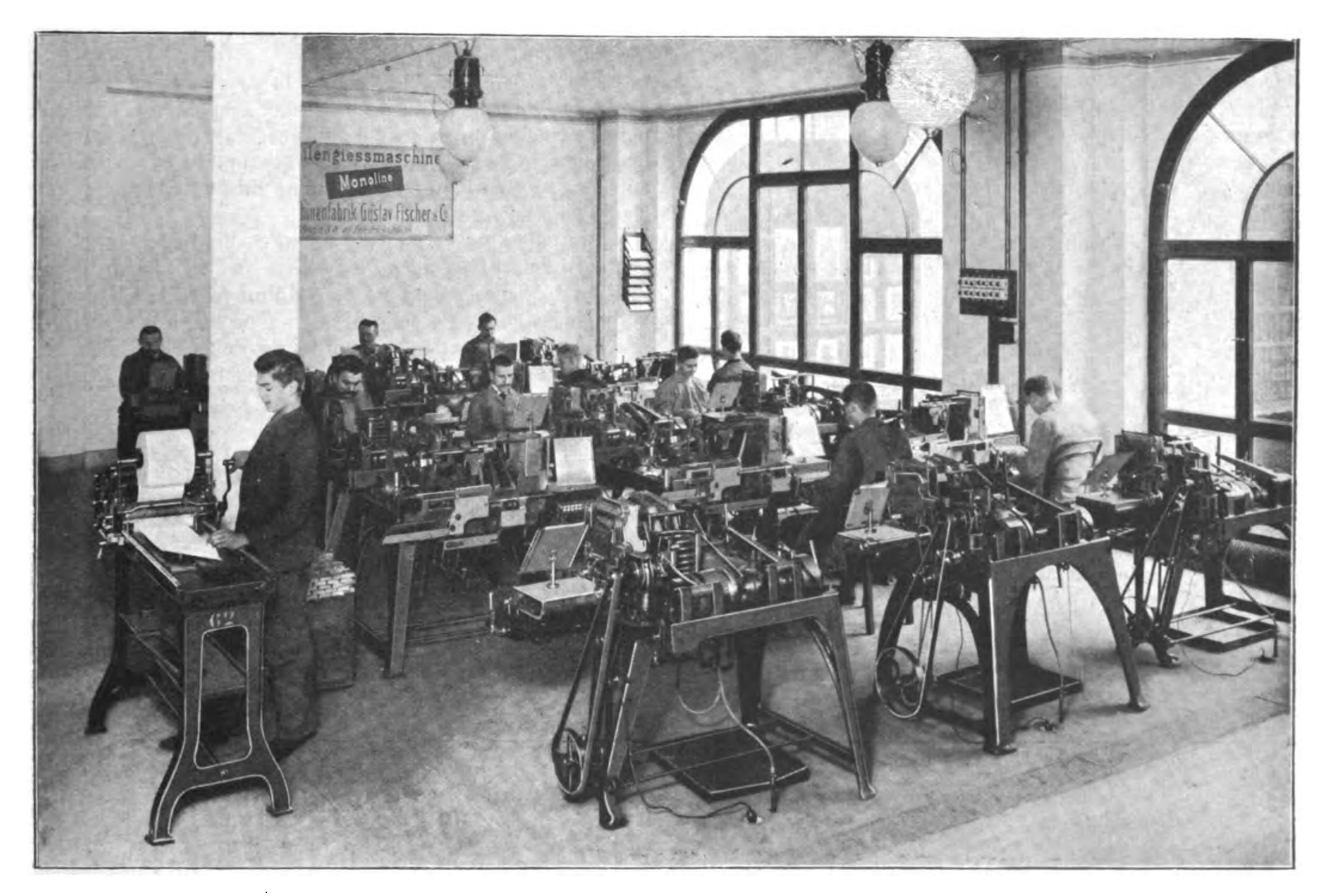


Fig. 22. („Setzerschule"). Elektrisch angetriebene Matrizen - Zeilensetz- und -Giessmaschinen „Monoline" mit amerikanischen Gleichstrommotoren auf verschieblichem Konsol und mit exzentrisch verstellbaren Spannrollen.

früher bereits Veranlassung geboten hatten, die oben beschriebenen Spannvorrichtungen einzuführen.

Diese beiden Einrichtungen an den älteren Maschinen nach Fig. 22 erwiesen sich nun zwar bei sachverständiger Benutzung wohl als zweckentsprechend; sie verfehlten aber ihre Bestimmung unter Umständen gänzlich in der Hand eines unkundigen, gleichgültigen oder gar böswilligen Arbeiters. Häufig zeigte sich nämlich, dass in ganz unverständiger Weise Gewalt angewandt wurde, um den Riemen viel stärker, als nötig, anzuspannen, was meist in der Absicht geschah, für eine gewisse Zeit der Notwendigkeit eines erneuten Anspannens überhoben zu sein. Die Folge davon war dann, dass alle jene Uebelstände in mehr oder minder unzuträglicher Weise in die Erscheinung traten, die bei Riementriebwerken überhaupt zu beachten sind, in dem eigenartigen Falle bei der „Monoline" sich aber besonders stark bemerkbar machten; es sind dies namentlich folgende:

1. Der Riemen wird übermässig stark beansprucht und infolgedessen vorzeitig verbraucht, indem er ausgezogen, brüchig und rissig wird.
2. Die Achsen und Lager werden unter dem übermässigen Riemenzuge in unnötiger Weise beansprucht und zum Teil in unzulässigem Masse überlastet, so dass sie warm laufen, unter Umständen „sich festfressen" und jedenfalls stark abgenutzt werden. Es kommt dies sowohl für die sonstigen Triebwerke, als namentlich auch für die bei ihrer hohen Umlaufgeschwindigkeit besonders empfindlichen Elektromotoren in Betracht.
3. Infolge der vorerwähnten, vielfach ganz sinnlosen und ausserordentlich starken Ueberlastung der Triebwerke, bezw. infolge der dadurch bedingten vergrösserten Reibungswiderstände an den Laufstellen, welche selbst unter Vergeudung von Schmiermaterial sich nicht fortschaffen lassen, wird dauernd der durch die Nutzarbeit verlangte Energieaufwand erheblich überschritten, was auf jeden Fall einen unnützen und kostspieligen Kraftverbrauch bedeutet und bei elektrischem Betriebe unter Umständen eine schädliche Ueberlastung des Motors verursacht.
4. Schliesslich ist noch ein Moment zu erwähnen, welches in vielen Fällen, wie gerade im vorliegenden, von grösster Bedeutung ist. Dasselbe besteht darin, dass der Riemen als solcher in vorzüglicher Weise die wesentliche Eigentümlichkeit jedes Reibungsgetriebes besitzt, bei Ueberschreitung einer gewissen Schlusskraft die zwangläufige Bewegung der durch ihn verbundenen Zy-

linder eines Mechanismus oder einer Maschine derart zu beeinflussen, dass die „Haftung“ in „Gleitung“ übergeht, dass also keine unbedingte

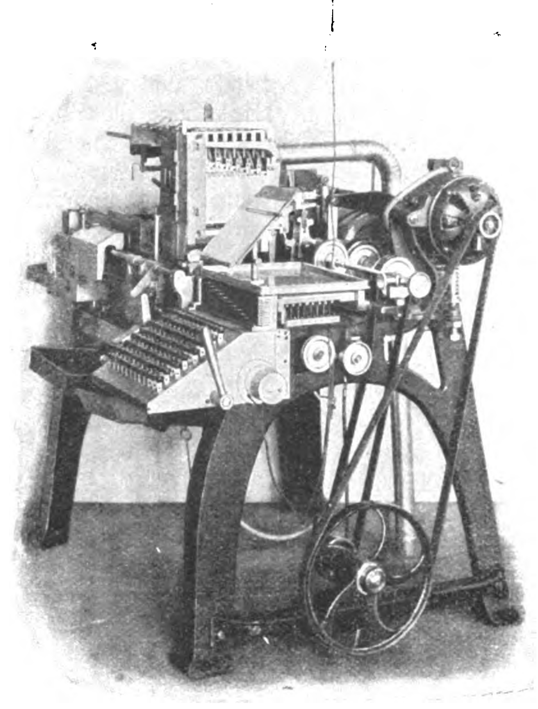


Fig. 23. Setzmaschine „Monoline“ mit Siemens & Halskeschem Kleinmotor „G M 3,5“ (1/4 PS) „auf Wippe“; Anspannung des vom Vorgelege zur Maschine hinaufführenden Riemens und der Treibschnur vermittels exzentrisch verstellbarer Spannrollen.

Mitnahme, sondern bei Ueberschreitung einer gewissen Kraft ein Gleiten der Reibflächen aufeinander bezw. ein Gleiten des Riemens auf den Riemscheiben erfolgt.

Als sodann im Jahre 1900 auf Veranlassung des Verfassers an Stelle der bis dahin verwandten amerikanischen Motoren (s. Fig. 22) die neuen, von Oberingenieur *Gärtner* konstruierten Kleinmotoren der *Siemens & Halske A.-G.* eingeführt wurden, welche sich inzwischen vorzüglich bewährt haben und auch bei der jetzigen Anordnung (s. Fig. 24) beibehalten wurden, da erfolgte eine erste kleine Verbesserung zunächst durch Anwendung des Elektromotors „auf Wippe“ nach Fig. 23, ähnlich der Anordnung nach Fig. 6, worauf deshalb hier nochmals verwiesen sei: Der Motor ist in einem Scharnier am Gestell beweglich gelagert und durch eine Schraubenfeder unterstützt. Diese Federung bewirkt nun, dass der Riemen bei eintretender Streckung längere Zeit hindurch keiner Nachspannung bezw. Verkürzung bedarf, indem die Feder vermöge ihrer Ausdehnung den Motor in entsprechendem Masse und mit nahezu unveränderter Kraft selbsttätig in die Höhe hebt.

Diese *Selbsttätigkeit* der Nachstellung ist nun von grösster grundsätzlicher Bedeutung, da sie die Betätigung der Spannvorrichtungen von dem Verständnisse und dem guten Willen des die Maschine bedienenden Setzers oder Mechanikers unabhängig macht.

Die praktische Ausbildung liess allerdings insofern noch zu wünschen übrig, als die den Motor tragende Schraubenfeder nur sehr kurz ausgeführt war, weshalb man, um grössere Unterschiede auszugleichen, wiederum auf eine willkürliche Nachstellung mittels Schraube von Hand angewiesen war.

Um dies zu vermeiden, musste die Feder erheblich länger gemacht werden, so dass sie bei der grössten Auf- und Niederbewegung des Motors ihre Kraft nur in vernachlässigbar kleinem Masse änderte. Dies ist geschehen bei der jetzigen Anordnung des elektrischen Antriebes nach Fig. 24 und 25, schematisch auch in Fig. 26 dargestellt.

Dabei ist aber gleichzeitig eine weitere wesentliche Vervollkommnung erzielt worden: es ist nämlich nicht mehr allein der erste, vom Motor m zum Vorgelege v führende Riemen r_1, sondern nun zugleich auch der zweite, vom Vorgelege v zur Antriebsscheibe a der Maschine

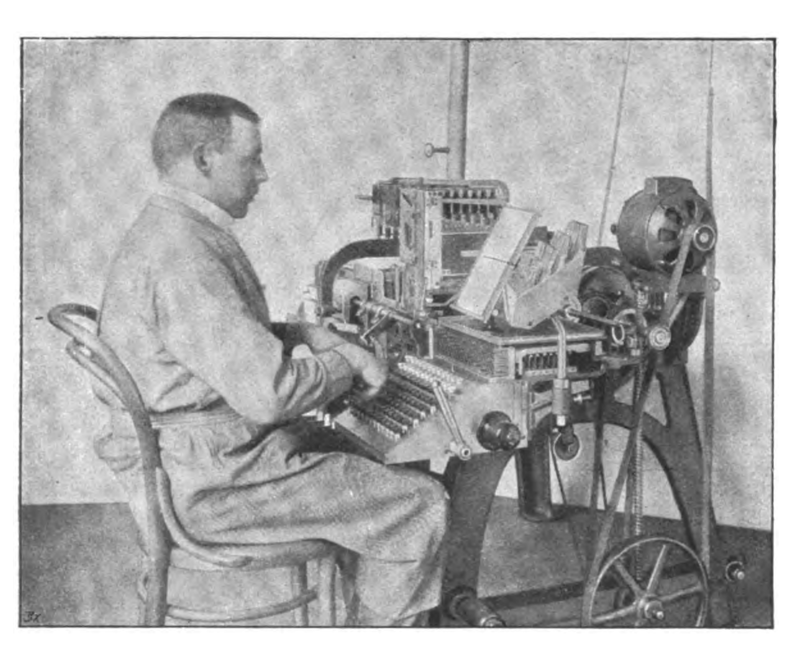


Fig. 24.

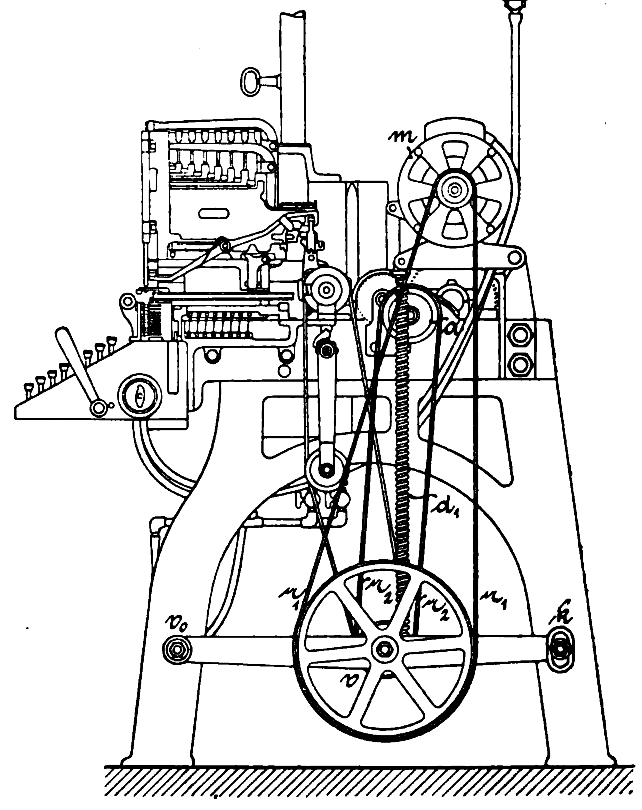


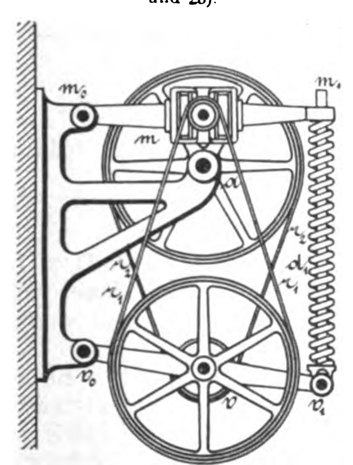
Fig. 25.

Fig. 24 und 25. Des Verfassers „Doppeltes Riemenvorgelege mit selbsttätiger Nachstellung“ (D. R. P. No. 138124) zum Antriebe der „Monoline“: Die Feder d_1 spannt den Riemen r_1 und überträgt das Gewicht des Motors m auf den Vorgelegeträger v zum Spannen des Riemens r_2; die Treibschnur zum „Oszillator“ (links) wird durch eine federnd gelagerte Rolle gespannt.



führende Riemen r_2 mit selbsttätiger Nachstellung versehen worden, und zwar in der wohl am deutlichsten aus Fig. 26 zu ersehenden Weise, indem die Druckfeder d_1 das Gewicht des Motors m von m_1 nach v_1 auf den Vorgelegeträger v überträgt, so dass es zum Spannen des Riemens r_2 nutzbar gemacht wird, ebenso wie das Gewicht des Vorgelegeträgers v selbst. Letzterer wurde zu diesem Zwecke nämlich auf einem Drehzapfen v_0 links am Maschinengestell beweglich („pendelnd") angebracht in ähnlicher Weise wie der Motor bei m_0 (Fig. 26); der zweite Zapfen k in Fig. 25 am rechten Ende des Vorgelegeträgers v dient diesem mit einem länglichen Auge als Führung.

Fig. 26. Schema des vom Verfasser angegebenen Vorgeleges (vergl. Fig. 24 und 25).



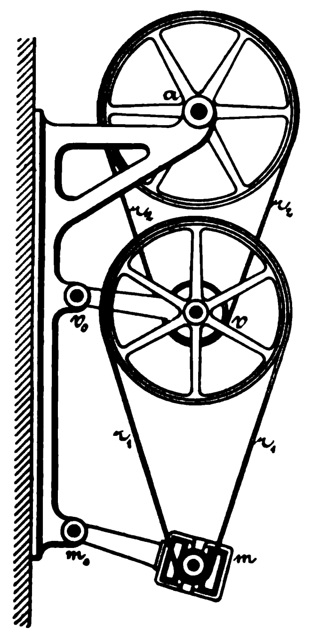


Fig. 27. Schema des Richter-Hoffmann-schen Vorgeleges (vergl. die Fig. 13 bis 21).

Der Riemen r_1 wird nach wie vor durch die Feder d_1 selbsttätig gespannt, indem diese Feder den Motor m bei m_1 mit einer sein Gewicht übersteigenden Kraft anhebt. Mit derselben Kraft wirkt die Feder aber auch nach unten hin bei v_1 auf den Vorgelegeträger v und spannt so, verstärkt durch das Gewicht des letzteren, den Riemen r_2. Es ist zu bemerken, dass dieser zweite, vom Vorgelege zur Maschine führende Riemen r_2 bei den früheren Anordnungen nach Fig. 22 und 23 mittels exzentrisch verstellbarer Rolle zu spannen war, in derselben Weise, wie der Motorriemen bei der zweiten Maschine in Fig. 22, wobei sich natürlich auch an dieser Stelle die oben aufgezählten Nachteile störend bemerkbar machten.[3]) Es erschien deshalb selbst nach Einführung des Motors „auf Wippe" nach Fig. 23 immer noch wünschenswert, auch für den Riemen r_2 eine selbsttätig wirkende Nachstellung einzuführen, was in der vorbeschriebenen Weise geschah.[4])

Aus der vorgängigen Beschreibung der Vorgelegeanordnungen nach den Fig. 13 bis 21 ergibt sich nun wohl ohne weiteres, dass diese neue, vom Verfasser angegebene Anordnung (D. R.-P. 138124) eine gewisse Verwandtschaft hat mit jener seit Jahren bereits vielfach und mit bestem Erfolge angewandten Anordnung, die, schematisch vergleichsweise zu Fig. 26, in Fig. 27 dargestellt ist und s. Zt. — wie schon erwähnt — von den Herren *Richter* und *Hoffmann*, Oberingenieuren der Firma *Siemens & Halske*, bezw. jetzt der *Siemens-Schuckert-Werke G. m. b. H.*, angegeben wurde.

Abgesehen davon, dass diese Anordnung aber im vorliegenden Falle nicht anwendbar war, zeigt ein Vergleich der beiden Fig. 26 und 27 übrigens einen nicht unwichtigen Vorteil der neuen Anordnung darin bestehend, dass innerhalb einer gegebenen Höhe die Riemenlängen verdoppelt werden können, oder dass bei gegebenen Riemenlängen nur die halbe Höhe der älteren Anordnung erforderlich ist. Ausserdem besass letztere, wie aus Fig. 27 ersichtlich, den Nachteil, dass bei eintretender Streckung beider Riemen r_1 und r_2 der Motor m etwa um den doppelten Weg oder Winkel sich abwärts senkt, als das Vorgelege v, während bei der neuen Anordnung des Verfassers, wie Fig. 26 erkennen lässt, der Motor m seine Lage nahezu unverändert beibehält, weil durch das Herabsinken des Vorgeleges v nicht nur der Antriebsriemen r_2, sondern auch der Motorriemen r_1 nach unten hin sich ausdehnen kann.

Diese Vorzüge kommen nun auch bei der praktischen Anwendung des Patentes zum Antriebe der Zeilensetz- und -Giessmaschine „Monoline" zur Geltung, wie aus Fig. 25 ohne weiteres ersichtlich ist: Bei der allmählich stattfindenden Streckung des ursprünglich möglichst kurz aufgelegten Riemens r_2 senkt sich der Vorgelegeträger v mit seinem länglichen Auge auf dem Führungsbolzen k (Fig. 25) um einen Spielraum von etwa 40 mm abwärts, wogegen der Motor m, da sich dessen Riemen r_1 annähernd gleich jenem r_2 verhält, seine ursprüngliche wagerechte Stellung kaum merklich verändert; es ist dies namentlich bei Motoren mit Ringschmierlagern von Wichtigkeit, während es auch bei den hier vorzugsweise verwandten Motoren mit Kugellagern insofern von Bedeutung ist, als ein gefälligeres Aussehen dadurch erzielt wird.

Die Maschine in der neuen Anordnung nach Fig. 24 wurde auf der Düsseldorfer Ausstellung[5]) in Tätigkeit vorgeführt. Ingenieur *Seyfferth* hob in seinem Berichte über die Starkstromtechnik, insbesondere die elektrischen Einzelantriebe, auf der Düsseldorfer Ausstellung (Elektrotechn. Zeitschr. 1903, Heft 12) die vorliegende Neuerung als sehr bemerkenswert hervor. Inzwischen sind eine beträchtliche Anzahl Maschinen mit dieser neuen, selbsttätig nachstellbaren Antriebsanordnung in Betrieb gekommen, wobei sich diese überall vorzüglich bewährt hat.

Der grösste Vorteil, welcher durch die vorliegende Neuerung für den *Setz*maschinenbetrieb erzielt wird, dürfte in dem oben unter Punkt 4 angeführten Moment zu erblicken sein, dass nämlich die Antriebskraft niemals über dasjenige Mass hinaus anwachsen kann, welches bei ordnungsmässiger Beanspruchung der verschiedenen Arbeitsgetriebe erforderlich und gerade ausreichend ist; wenn also diese Kraft bei etwa eintretenden Störungen überschritten wird, so tritt ohne weiteres Gleiten der Antriebsriemen und somit Stillstand der Maschinen ein, welcher den sie bedienenden Setzer veranlasst, das störende Hindernis zu beseitigen, ohne dass Brüche oder andere erheblichere Nachteile entstehen können.

Durch die einmal sorgfältig ausgeprobten, dann aber unabänderlich festgelegten Hebels-, Gewichts- und Federn-

[3]) Das Gleiche gilt für die vom Vorgelege v zur Maschine hinaufführende Treibschnur, welche den eigentlichen Setzmechanismus bezw. dessen Antriebsorgan, den sogen. Oszillator, betätigt.

[4]) Die Nachstellung der Oszillator-Treibschnur erfolgt vermittels einer Spannrolle, die in einem herabhängenden und durch eine Drehfeder gegen die Treibschnur gedrückten Hebel gelagert ist, so dass also auch hier eine selbsttätige Nachstellung erzielt wird (vergl. Fig. 24 und 25). Diese federnde Spannrolle ist, ebenso wie die früher mittels exzentrischen Zapfens verstellbare Spannrolle (vergl. Fig. 22 und 23), in dem *geführten* Riementrum angeordnet, wie es im Maschinenbau allgemein üblich ist.

[5]) Das gesamte Ausstellerverzeichnis des offiziellen Katalogs wurde auf der „Monoline" gesetzt, eine wegen der geringen Spaltenbreite für Zeilensetz- und -Giessmaschinen ungemein schwierige Arbeit, welche aber durch die Ersparnis an Letternmaterial und die bequemere Handhabung der gegossenen Zeilen grosse Vorteile bot.

verhältnisse dieses neuen „Vorgeleges mit selbsttätiger Nachstellung“ wird nun ein- für allemal und ohne jedes Zutun des Setzers stets die richtige — nicht zu grosse, aber auch nicht zu geringe — Anspannung der Riemen erzielt und dauernd richtig erhalten.

(Fortsetzung folgt.)

Neuerungen auf dem Gebiete der Wellentelegraphie.

Von Ing. **Adolf Prasch,** Wien.

(Fortsetzung von S. 383 d. Bd.)

Die Methode zur Messung der Wellenlänge von Kapitain Ferrié.

Bei dieser Methode gelangt die von *Slaby* zuerst erkannte Tatsache zur Verwertung, dass ein an den Luftleiter nahe dem Erdungspunkte angelegter Draht durch die im Luftleiter erregten elektrischen Schwingungen gleichfalls in Schwingung versetzt wird und dass diese Schwingungen dann am kräftigsten auftreten, wenn die Eigenschwingungsperiode dieses Leiters mit der Schwingungsperiode des Erregerkreises übereinstimmt.

Wird an einen durch irgend eine Anordnung in Schwingung versetzten Luftdraht an dem Punkte M (Fig. 10) nahe der Erdverbindung ein gut isolierter Draht L angeschlossen und in diesen Draht ein Hitzdrahtamperemeter H eingeschaltet, so lässt sich aus den Ablenkungen des Instrumentes erkennen, wann das Maximum der Schwingungen auftritt.

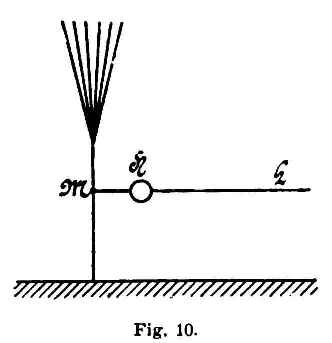


Fig. 10.

Wird der Draht fortwährend verlängert, so vergrössert sich auch die von dem Messinstrument angezeigte Intensität bis zu einem deutlich ausgesprochenen Maximum, um bei weiterer Verlängerung schnell abzufallen, bis sie endlich 0 erreicht, dann wieder stetig bis zum Maximum ansteigt u. s. f. Die Maxima und Minima treten immer in ganz gleichen Abständen auf. Dies zeigt an, dass in dem wagerecht gekoppelten Draht stationäre Wellen entstehen und dass die Länge des Drahtes, bei welcher das erste Maximum auftritt, genau der Länge einer Viertelwelle der im Luftdraht auftretenden Schwingungen entspricht. Der Abstand von einem Maximum zum andern drückt sich daher durch eine halbe Wellenlänge aus.

Um demnach die Länge der in einem Luftdraht auftretenden Wellen zu bestimmen, wird bei der unmittelbaren Erregung ein wagerechter Draht in der angedeuteten Weise mit dem Luftdraht verbunden und solange verlängert, bis der Strommesser das Maximum anzeigt. Die Länge des Drahtes gibt sodann genau ein Viertel der Wellenlänge des Luftdrahtes an.

Die Richtigkeit dieser Tatsache wurde für Längen des Luftdrahtes bis zu 800 m (der Draht wurde mittels Luftballon hochgehoben) erwiesen und gleichzeitig festgestellt, dass die Wellenlänge mit der Vermehrung der Sendedrähte und deren Ausbreitung erheblich anwächst.

Bei indirekter Erregung des Luftdrahtes schwingt dieser mit der Periode des Erregerkreises. Auch hier ist die Energie der Schwingungen dann am grössten, wenn die Periode der aufgedrückten Schwingungen mit der Eigenschwingungsperiode übereinstimmt.

Um nun dies zu erreichen, wird das Hitzdrahtinstrument nahe dem Erdungspunkte des Luftdrahtes geschaltet und hierauf der Erregerkreis durch Aenderung der Konstanten, das sind Kapazität und Selbstinduktion, solange eingestellt, bis das Instrument das Intensitätsmaximum anzeigt. Die Länge der Wellen im Luftdraht wird sodann in der angegebenen Weise bestimmt.

Der Wellenanzeiger von de Forest.

Ueber diesen Wellenanzeiger wurde bereits in D. p. J. 1903, **318,** S. 328 berichtet. Näheres über diesen auf elektrische Wirkungen beruhenden Wellenanzeiger wurde aber erst jetzt bekannt.

Wenn zwei metallische Elektroden, die sich in einem kleinen Abstande befinden, welcher mit einer passenden Substanz angefüllt ist, mit einer schwachen Batterie in Verbindung stehen, so lösen sich nach den Beobachtungen von *Forest* von der Anode unendlich kleine Teilchen ab und werden über die zwischenliegende, meist neutrale Substanz zur Kathode geführt. Es bilden sich an der Kathode kleine Bäumchen und Brücken des Metalls, welche bald die Anode erreichen und so eine unmittelbar leitende Verbindung zwischen den Elektroden herstellen. Hierdurch wird der Leitungswiderstand des Wellenanzeigers normal sehr gering. Sobald jedoch durch einlangende elektromagnetische Wellen Hochfrequenzströme einwirken, werden diese Brücken sofort zerstört und der Widerstand steigt um ein Beträchtliches, wodurch ein in den Kreis geschalteter Zeichennehmer sofort anspricht. Die zerstörten Brücken bauen sich jedoch mit Verschwinden dieser Einwirkung fast gleichzeitig wieder auf und der ursprüngliche Zustand stellt sich selbsttätig wieder her. Als Material zwischen den Elektroden eignen sich die verschiedensten Substanzen, wie Wasser, Alkohol, Oel, Glyzerin, Vaselin, poröse feste Körper, nicht- oder schlechtleitende Pulver, Fasern und Gewebe, sowie Mischungen dieser Stoffe. Diese erstgenannten Körper scheinen die gebildeten Ketten oder Brücken zu unterstützen und in ihrer Lage zu erhalten und zugleich deren Zahl zu beschränken. Sie erhalten aber auch die einzelnen Teile der zerstörten Ketten in ihrer jeweiligen Lage und ermöglichen eine äusserst rasche Neubildung derselben. Der durchfliessende Strom trachtet nun eine Zersetzung der Flüssigkeiten herbeizuführen, wodurch sich Wasserstoffbläschen an der Kathode und Sauerstoffbläschen an der Anode anlegen und eine selbsttätige Regenerierung in Frage gestellt werden würde. *Forest* verwendet daher Bleiperoxyd oder andere depolarisierende Substanzen, welche die elektrolytische Wirkung des Stromes auf die Flüssigkeit ausgleichen.

In den Fig. 11—15 sind die verschiedenen Ausführungsformen dieses Wellenanzeigers wiedergegeben. Bei dem Anzeiger Fig. 11 ist die eine Elektrode e' mit einem Schraubengewinde versehen, die in einem Support mit Mutterschraube geführt, zum Zwecke der Regelung nach Bedarf verschoben werden kann. Nach Fig. 12 und 13 sind die beiden Elektroden in eine Röhre aus isolierendem Material eingesetzt und der Zwischenraum ist mit der gewählten Substanz ausgefüllt. Die einander zugekehrten Elektrodenflächen sind eben, glatt oder gerauht. Der Abstand der Elektroden wird den Zwecken nach verschieden gewählt, ist aber in allen Fällen sehr gering. In Fig. 14 ist die negative Elektrode schalenförmig gestaltet und mit einer Hülse umgeben, welche die Berührung mit der anderen Elektrode hindert. Die Höhlung ist

mit einem halbflüssigen Gemenge von Glyzerin und Bleisuperoxyd ausgefüllt.

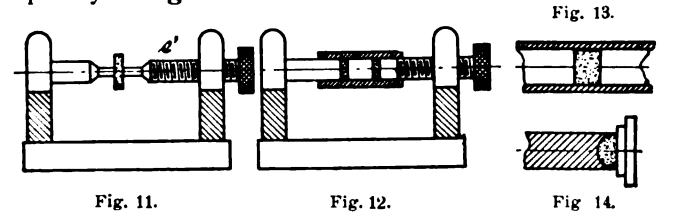


Fig. 11. Fig. 12. Fig. 13. Fig 14.

Die Zerstörung der Ketten kann auch mechanisch

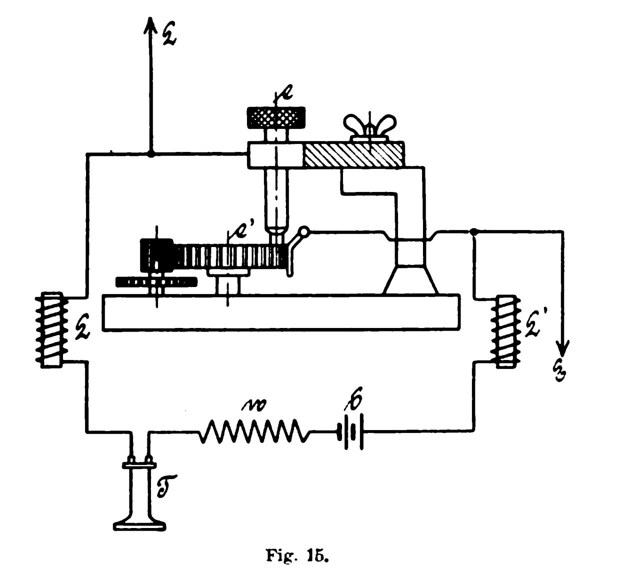


Fig. 15.

unterstützt werden und zwar durch Drehen einer Schraube (Fig. 11) oder durch ununterbrochene Bewegung (Fig. 15).

Im letzteren Falle wird die eine Elektrode durch eine Platte gebildet, welche mit einem durch ein Uhrwerk angetriebenen Zahnrad in Verbindung steht. Die andere Elektrode ist unbeweglich. Fig. 12 zeigt einen Wellenanzeiger mit drei Elektroden und zwei Zwischenräumen, die in gleicher Weise mit einer Mischung von Glyzerin oder Vaselin und Bleisuperoxyd ausgefüllt sind. Der Abstand der Elektroden beträgt annähernd 1 mm. In einigen Fällen gelangt eine Mischung von Metallpartikelchen und Bleiglätte, die mittels Glyzerin oder Vaselin zu einer halbflüssigen Paste, welcher noch eine kleine Menge einer elektrolytisch zerlegbaren Flüssigkeit (Wasser, Alkohol) beigemengt ist, zur Verwendung. Die metallischen Teilchen bilden in diesem Falle nichts anderes als Zusatzelektroden. Als bestes Material für die Elektroden und die leitenden Teilchen der Füllung hat sich Zinn erwiesen, dem sich der Güte nach Silber und Nickel anreihen.

Der diesen Wellenanzeiger durchfliessende Strom soll möglichst schwach sein und sich zwischen 0,1—1 Milliampere bewegen.

Dieser Wellenanzeiger spricht auf jeden einlangenden Wellenimpuls sofort an und kehrt ebenso rasch in den normalen Zustand zurück. In einem Telephonempfänger, welcher in den Lokalkreis geschaltet ist, wird für jeden Impuls ein deutliches Knacken vernommen. Ein einfaches Knacken kann als Punkt, sich wiederholendes Knacken als Strich des *Morse*-Alphabetes angesehen werden. Die Geschwindigkeit der Uebertragung ist sonach nur von der Geschicklichkeit der Beobachter abhängig und sehr gross und beträgt im Mittel 25—30 Worte i. d. Minute.

(Fortsetzung folgt.)

Zuschrift an die Redaktion.

(Unter eigener Verantwortlichkeit der Einsender.)

Die Besprechung des Werkes von Herrn Professor *Weyrauch*: „Grundriss der Wärmetheorie“ durch Herrn Dr. *Schreber* in Heft 12 d. J. hat einen Briefwechsel zwischen beiden Herren zur Folge gehabt, den wir auf deren Wunsch nachstehend im vollen Wortlaut zum Abdruck bringen, da er zu keiner Einigung geführt hat. *Die Redaktion.*

Stuttgart, 27. April 1905.
Johannesstr. 47 A.

Sehr geehrter Herr Kollege!

Ihre Rezension meiner „Wärmetheorie“ in „Dinglers polyt. Journal“, über die ich mich im allgemeinen nicht zu beklagen habe, enthält doch einige nach meiner Ansicht unzutreffende Bemerkungen. Ich beehre mich, dies kurz wie folgt zu begründen.

Es ist immer gefährlich zu prophezeien, und so stimmt auch nicht, dass die §§ über kinetische Gastheorie hätten wegbleiben können, „da sie im vorliegenden Bande nirgends Anwendung finden und im zweiten wahrscheinlich erst recht nicht“. Die kinetische Gastheorie wird im zweiten Band allerdings Anwendung finden (bei Begründung der Zustandsgleichungen überhitzter Dämpfe), es ist selbst im ersten Band schon auf dieselbe verwiesen (S. 130, 137 u. s. f.) und wird wieder beim Wesen des Verdampfungsprozesses darauf hinzuweisen sein. Sie ist notwendig, um zu zeigen, unter welchen Voraussetzungen das *Boyle-Gay-Lussac*sche Gesetz, das *Dalton*sche Gesetz, konstante spezifische Wärmen c_p c_v usw. genau gültig wären, und um Klarheit über die tatsächlichen Abweichungen zu gewinnen. Uebrigens überrascht mich Ihre Ansicht, dass lediglich das gegeben werden soll, was augenblicklich Anwendung findet; an technischen Hochschulen ist man weniger radikal. Einen Einblick in die kinetische Gastheorie kann heutzutage jeder Maschinen-Ingenieur brauchen; die Wärmetheorie bietet die beste Gelegenheit dazu.

Eine Verwechslung zwischen dem „Arbeitswert einer Wärmemenge“ und der „disponiblen Arbeit“ kann wenigstens in den Kreisen, für die mein Buch in erster Linie bestimmt ist, niemals entstehen, weil die nicht sehr häufig vorkommende „disponible Arbeit“ stets mit diesem Namen oder in sonst unzweideutiger Weise bezeichnet wird, während man weit allgemeiner ebensowohl vom Arbeitswert WQ einer Wärmemenge Q als vom Wärmewert AL einer Arbeit L spricht und zu sprechen garnicht vermeiden kann.

Auf welche Stelle meines Werkes sich ihre Bemerkungen betreffend das *Boyle-Gay-Lussac*sche Gesetz beziehen, vermag ich nicht zu erkennen. Uebrigens haben die Gesetze von *Boyle* und *Gay-Lussac* für mich und jeden Ingenieur nur insoweit Bedeutung, als sie durch Erfahrung bestätigt sind. Ebensoweit können sie aber auch als Erfahrungssätze bezeichnet werden. Ihr, wenn ich nicht irre, schon anderwärts erhobener Einwand hiergegen ist mir daher unverständlich. Die von ihnen erwähnte *Dalton*sche Darstellung ist nicht nur weniger gebräuchlich als die *Gay-Lussac*sche, sondern sie ist überhaupt nicht „gebräuchlich“.

Dass der *Diesel*-Motor „gleich anfangs ausnahmsweise günstige Ergebnisse“ geliefert habe, ist von mir in dieser Allgemeinheit nicht behauptet worden. Meine Bemerkung bezog sich nur auf die Ausnutzung des Brennstoffs (S. 250, 90, 304) und auf die Zeit, als der *Diesel*-Motor auf den Markt kam (1897). Dass jeder neue Motor langwierige Versuchsstadien zu durchlaufen hat, bedurfte wenigstens für Ingenieure und Studierende technischer Hochschulen keiner besonderen Erwähnung.

Es würde mich interessieren, Ihre Ansicht in bezug auf die berührten Punkte kennen zu lernen.

Mit vorzüglicher Hochachtung

Weyrauch.



Greifswald, 4. Mai 1905.
Baustr. 9.

Hochgeschätzter Herr Professor!

Nach Greifswald zurückgekehrt, finde ich Ihren Brief wegen meiner Besprechung Ihres Buches in „D. p. J.“ vor. Die kurze Verzögerung der Antwort haben Sie wohl die Güte durch die mit Semesterbeginn notwendig werdenden Arbeiten zu entschuldigen.

Gashypothese. Dass Prophezeien eine missliche Sache ist, gebe ich gern zu. Falls Herr Prof. *Rudeloff* mir den zweiten Band Ihres Buches zur Besprechung anvertraut, werde ich sehen, wieweit meine Ansicht, die kinetische Gastheorie hätte aus Ihrem Buche wegbleiben können, abgeändert werden muss. Ich bitte Sie diesen Punkt der Diskussion bis dahin aufzuschieben.

Arbeitswert. Dass ich mir erlaubt habe, den Ausdruck „Arbeitswert“ für eine in mechanischem Mass gemessene Wärmemenge als unvorteilhaft zu bezeichnen, dazu ergibt einen ersten Grund Ihr Buch selbst: Sie bezeichnen mit Recht S. 101 das Verfahren *Redtenbachers*, die in einer Wärmekraftmaschine gewonnene Arbeit auf die gesamte zugeführte Wärme zu beziehen, als unberechtigt. Bezeichnet man aber die letztere, falls sie, um Homogenität der Gleichung zu erzielen, in mechanischem Mass gemessen ist, als Arbeitswert, so ist die Verführung zur Auffassung *Redtenbachers* jedenfalls so gross, dass man besser das Wort vermeidet.

Aus Ihrem Vorwort geht hervor, dass Sie sich den Leserkreis Ihres Buches wesentlich aus Ingenieuren zusammengesetzt denken. Gerade in Ingenieurkreisen ist nun das Bestreben, Fremdworte zu verdeutschen, sehr gross, und es wird von vielen das Wort „disponible Arbeit“ mit Arbeitswert übersetzt. Diese Bestrebungen habe ich im Auge gehabt, als ich von der Möglichkeit von Verwechselungen sprach.

Einen dritten Einwand gegen die Benutzung des Wortes Arbeitswert in Ihrem Sinne gibt mir das von Ihnen in Ihrem Brief angeführte Wort Wärmewert AL einer Arbeit L. Eine Arbeit lässt sich stets vollständig in Wärme verwandeln, und man darf deshalb AL als Wärme schon ansehen, solange L noch Arbeit ist und es deshalb auch als Wärmewert bezeichnen. Dagegen lässt sich Q nur teilweise in Arbeit verwandeln. Bezeichnet man nun Q/A als Arbeitswert, so kann die Aehnlichkeit der Wortbildung leicht zu falschen Auffassungen führen.

Zustandsgleichung. S. 68 § 21 Abs. 2 sagen Sie: „Für möglichst vollkommene Gase hatte die Erfahrung schon vor Begründung der mech. Wärmetheorie die Zustandsgl. ergeben:

$$p v = R (a + t) \; . \; . \; . \; .$$

Diese Ausdrucksweise ist unzulässig. Die Erfahrung ergibt nur, dass $p v =$ konst. und. dass sich die Temperaturen durch eine Zahlenreihe darstellen lassen. Wie wir zu dieser Zahlenreihe kommen, ist ausschliesslich Sache der Uebereinkunft. Willkürlich ist die Wahl des Stoffes (Wasserstoff); willkürlich ist die Wahl der Eigenschaft dieses Stoffes (Druck bei konst. Volumen); willkürlich ist die Zuordnung der Zahlen der Temperaturskala zu den Zahlen des Druckes (arithmet. Reihe); willkürlich ist die Einheit der Skala (Schmelzpunkt bis Siedepunkt $= 100^0$). Durch die thermodynamische Definition der Temperaturskala treten an Stelle der beiden ersten Willkürlichkeiten andere, die beiden letzten bleiben.

Man darf somit den zweiten Teil der Zustandsgl. nur als Definition der Temperaturskala bezeichnen.

Diesel-Maschine. Herr *Diesel* hat seine Broschüre 1893 veröffentlicht und im selben Jahre ist in Augsburg mit dem Bau begonnen worden; als dann 1897 nach vierjährigem eifrigen Arbeiten erfahrener Ingenieure eine, wenn auch noch nicht fertige, so doch aussichtsvolle Maschine vorgeführt, fehlten ihr gerade die Momente, die *Diesel* als grundlegend hingestellt hatte und die auch Sie S. 250 als wesentlich aus der Broschüre hervorheben: isotherme Verbrennung. Es sind also vier Jahre nötig gewesen, die Ideen *Diesels* zu modifizieren, nicht den Bau einer gleich anfangs aussichtsvollen Maschine zu vervollkommnen. Wäre die 1897 herausgekommene Maschine die von *Diesel* beabsichtigte gewesen, so wäre Ihr Ausdruck berechtigt; da das aber gerade in wesentlichen Punkten nicht der Fall ist, so halte ich meine Kritik aufrecht.

Ich bitte meiner Versicherung, dass ich sine ira et studio geschrieben habe, zu glauben, und bedaure, dass die Knappheit des mir zur Verfügung stehenden Platzes es mir unmöglich gemacht hat, alle guten Seiten Ihres Buches hervorzukehren.

Mit vorzüglichster Hochachtung

Dr. *K. Schreber.*

Stuttgart, den 7. Mai 1905.
Johannesstr. 47 A.

Sehr geehrter Herr!

Für Ihre geschätzten Mitteilungen sage ich Ihnen meinen besten Dank. Leider haben mir dieselben nicht diejenigen Aufklärungen gebracht, welche ich zur Begründung Ihrer Kritik erwarten zu dürfen glaubte. Es genügt wohl, hierzu folgendes anzuführen.

Kinetische Gastheorie. Es ist durchaus kein Grund vorhanden, die Diskussion über diesen Punkt bis zum Erscheinen der zweiten Hälfte meines Werkes aufzuschieben, da ich nicht nur auf diese Bezug genommen habe, wenn auch Sie die weiteren Bemerkungen übergehen. Wie wollen Sie überhaupt entscheiden, was in Vorträgen für Ingenieure zweckmässig zu geben ist (vgl. den ersten Absatz meines Vorwortes), da Sie offenbar die Verhältnisse an technischen Hochschulen überhaupt nicht kennen. Ich kann Ihnen durch mein einstiges Kollegienheft beweisen, dass schon *Clausius* in seinen Vorträgen am Züricher Polytechnikum die kinetische Gastheorie berücksichtigt hat.

Arbeitswert. Dass eine Wärmemenge sich nicht vollständig in Arbeit verwandeln lässt, ist für jeden studierenden Maschineningenieur eine solche Binsenwahrheit, dass man ohne jede Gefahr ebenso WQ als Arbeitswert einer Wärmemenge Q wie AL als Wärmewert einer Arbeitsmenge L bezeichnen kann. Dass hierdurch irgend jemand zu der alten Auffassung *Redtenbachers* verführt worden wäre, die jeder als charakteristischen Fehler kennen lernt, ist mir in meiner ganzen Praxis noch nicht vorgekommen. Wie ein Ingenieur, der fortwährend mit Nutzarbeit, indizierter Arbeit, disponibler Arbeit zu tun, gerade die letztere mit dem Arbeitswert WQ verwechseln soll, ist mir unverständlich, und noch mehr, wie er „disponible Arbeit“ mit „Arbeitswert“ anstatt mit „verfügbare Arbeit“ übersetzen könnte, ganz abgesehen davon, dass diese Worte überhaupt niemand übersetzen will.

Zustandsgleichung. Dass die Erfahrung schon vor Begründung der Wärmetheorie die Zustandsgleichung $p v = R (a + t)$ ergeben hat, ist vollkommen richtig, und niemand ausser Ihnen hat es bisher bestritten. Sie finden die Gleichung schon 1824 bei *Carnot*, während die Wärmetheorie in den fünfziger und sechziger Jahren des vorigen Jahrhunderts durch *Thomson* und *Clausius* begründet wurde. Die erfahrungsmässigen Grundlagen jener Zustandsgleichung sind im § 36 meines Buches eingehend besprochen, woneben sich ein Hinweis auf die kinetische Gastheorie als zweckmässig erwies, die Sie aber für überflüssig halten. Die Schwierigkeiten der Temperaturdefinition sind mir wohl bekannt (vgl. meinen Artikel „Temperatur“ in „Luegers Lexikon der gesamten Technik und ihrer Hilfswissenschaften“), das hat aber nichts mit der Herkunft obiger Gleichung zu tun.

Diesel-Motor. Ihre Bemerkungen sind geeignet, den vorhandenen Streitpunkt zu verdunkeln. Ihre Rezension enthält den Satz: „Die Behauptung, dass der *Diesel*-Motor „gleich anfangs ausnahmsweise günstige“ Ergebnisse geliefert habe, ist wohl etwas zu begeistert.“ Damit haben Sie mir etwas in den Mund gelegt, was ich nicht ausgesprochen habe, um dann Ihre Kritik daran zu knüpfen. Der betreffende Passus lautet tatsächlich wie folgt (S. 250): „Die *Ausnutzung des Brennstoffs* im *Diesel*-Motor war gleich anfangs ausnahmsweise günstig, indem der Petroleumverbrauch bei der 20 pferdigen Versuchsmaschine bis 0.215 kg

pro Nutzpferdestärke und Stunde herabging, was einer Ausnutzung von 30 v. H. des Heizwertes entspricht" (S. 89, 91). Die 20pferdige Versuchsmaschine war die erste, welche der Oeffentlichkeit vorgeführt wurde, und die angeführte Ausnutzung des Brennstoffs wird auch von Ihnen nicht bestritten. Was von *Diesel* beabsichtigt oder nicht beabsichtigt war, hat mit obiger Bemerkung absolut nichts zu tun, es wird übrigens von mir ebenfalls besprochen. Erst nachdem Sie an Stelle der *ausnahmsweise günstigen Ausnutzung des Brennstoffs* ganz allgemein *ausnahmsweise günstige Ergebnisse* gesetzt hatten, wurden Ihre kritischen Bemerkungen möglich. Wie Sie diese hiernach aufrecht erhalten können, ist mir umsomehr ein Rätsel, als ich ausdrücklich hervorhebe, dass der Brennstoffverbrauch allein für die Zweckmässigkeit einer Maschine nicht massgebend sei und der *Diesel*-Motor bis dahin die anfänglichen hohen Erwartungen nicht erfüllt habe (S. 90, 250, 304).

Aus der in meinem ersten Briefe und oben gegebenen Beleuchtung Ihrer Besprechung meines Buches darf ich wohl den Schluss ziehen, dass davon manches besser weggeblieben wäre, und dass es demnach nicht ganz richtig ist, wenn Sie sagen, dass die Knappheit des Ihnen zur Verfügung stehenden Platzes Sie verhindert habe, alle guten Seiten des Buches hervorzuheben. Sollten unsere Ansichten sich auch jetzt noch nicht begegnen können, so schlage ich Ihnen vor, unsern Briefwechsel den Lesern von „Dinglers polytechnischem Journal" zur eigenen Entscheidung vorzulegen.

Hochachtungsvoll *Weyrauch.*

Greifswald, Baustr. 9, 12. Mai 1905.

Sehr geschätzter Herr!

Da Sie mit meinen Erklärungen nicht zufrieden sind, sehe ich mich gezwungen, noch einmal auf die Sache einzugehen.

Gashypothese. Lehrbücher der Wärmelehre gibt es eine grosse Zahl, in denen das Gebiet von den verschiedensten Seiten aus aufgefasst wird. Augenblicklich liegt mir zur Besprechung für „D. p. J." ein weiterer Teil des Werkes von *Weinstein* vor. In diesem Buche ist die Hypothese die Hauptsache: *W.* will zeigen, wie man sie formulieren muss. damit sie möglichst viel Erscheinungen umfasse. Es wird deshalb niemand in diesem Werke die Gashypothese für überflüssig erklären. Anders liegen die Verhältnisse in einem für Ingenieure bestimmten Buch. Der Ingenieur muss die Grundsätze der Wärmelehre kennen und zwar so wie sie die Erfahrung bietet. Ob man mit Hilfe irgend welcher Hypothesen eine besonders elegante mathematische Darstellung dieser Erfahrungstatsachen findet, ist für ihn wertlos, weil dadurch die Anwendbarkeit nicht erleichtert wird. Deshalb habe ich die Gashypothese in Ihrem für Ingenieure bestimmten Buch für überflüssig erklärt.

Ich stehe mit der Ansicht, dass in einer für Ingenieure bestimmten Thermodynamik die Gashypothese überflüssig ist, nicht allein. Z. B. bringt Prof. *Mollier*-Dresden in seiner Vorlesung nichts von ihr, und ich glaube kaum, dass deshalb irgend einer seiner Schüler in der Praxis unbrauchbar sei.

Dass Sie als Eideshelfer *Clausius* anrufen, ist recht unvorteilhaft für Sie. Dass er in Zürich die Gashypothese mit vorgetragen hat, ist sehr erklärlich; war er doch damals gerade dabei, sie zu entwickeln. Als er aber später seine mechanische Wärmetheorie bearbeitete, hat er schon sehr scharf auf reinliche Scheidung der auf Erfahrung beruhenden Sätze von den hypothetischen gesehen. Es ist also sehr ungewiss, ob er auch später noch alles so vorgetragen, wie sie es in Zürich gehört. Auch ist durchaus nicht nötig, dass das, was vor 50 Jahren berechtigt war, noch jetzt berechtigt ist. Ich bitte Sie die Besprechung von *O. E. Meyers* Gastheorie durch *Ostwald* nachzusehen, „Zeitschr. f. physik. Chemie 15 S. 524, 1894, und 29, S. 189, 1899.

Zustandsgleichung. Es kommt mir gar nicht auf die Zeit an, in welcher die Gleichung $pv = RT$ [bezw. $(1 + \alpha t)$] aufgestellt ist, sondern darauf, dass der von der Temperatur abhängige Teil derselben überhaupt keine Erfahrung ist, wie Sie S. 68 behaupten, sondern eine willkürliche Festsetzung. Auf S. 236 findet sich der merkwürdige Satz: „Das *Gay-Lussac*sche Gesetz war (1738) noch nicht entdeckt". Ich bitte Sie, mir zu erklären, wie dieses „Gesetz" überhaupt entdeckt werden kann; wie wurde denn damals, als es Ihrer Ansicht nach entdeckt wurde, das Mass der Temperatur festgestellt? Sie haben vielleicht die Güte, dabei nochmals die ersten Abschnitte aus *Machs* Prinzipien der Wärmelehre nachzulesen.

Sie sagen übrigens selbst S. 9: „so beruhen die gebräuchlichen Temperaturmessungen auf einzeln, willkürlich herausgegriffenen Wirkungen der Wärme auf willkürlich gewählte Körper z. B. . . . . auf den Druckänderungen eines Gases." Formulieren wir diesen Satz mathematisch, so heisst er doch: Wir messen die Temperatur nach der Gleichung $T = \frac{pv}{R}$. Wie Sie dann noch sagen können, $pv = RT$ sei eine Erfahrungstatsache, ist mir unerfindlich.

Arbeitswert. *Zeuner* gebraucht in seiner Thermodynamik I S. 427 (1900) das Wort Arbeitswert für diejenige Wärmemenge, welche bei einem vorliegenden Prozess im günstigsten Falle in Arbeit verwandelt werden kann. Das Werk von *Zeuner* ist doch immerhin nicht ganz ohne Bedeutung; es ist auch früher erschienen als das Ihre. In der von *Zeuner* gebrauchten Bedeutung ist eine Auffassung wie die *Redtenbachers* unmöglich; in der Ihren dagegen wohl. Sie müssen es sich also gefallen lassen, wenn ihre Wahl als unvorteilhaft hingestellt wird.

Im Sinne *Zeuners* habe ich das Wort Arbeitswert gebraucht D. p. J. **319**, S. 113, 1904.

Diesel-Maschine. Nachdem ich nochmals wiederholt alle Stellen Ihres Buches durchgesehen, in denen Sie von der *Diesel*-Maschine sprechen, kann ich noch immer nicht finden, dass ich an meinen Worten etwas ändern muss. Für mich ist es selbstverständlich, dass in einem Lehrbuch der Wärmetheorie der Einfluss des Brennstoffpreises, der Anschaffungskosten usw. (siehe *Schreber,* Kraftmaschinen, S. 299 ff.) auf die praktische Bedeutung einer Wärmekraftmaschine nur angedeutet werden kann, und dass im wesentlichen nur von der Ausnutzung des durch den Brennstoff gegebenen Heizwertes die Rede ist. Für mich ist also in einer Besprechung eines Grundrisses der Wärmetheorie der Ausdruck: „dass der *Diesel*-Motor gleich anfangs ausnahmsweise günstige Ergebnisse gehabt hat", identisch mit dem von Ihnen gebrauchten „Die Ausnutzung des Brennstoffes im *Diesel*-Motor war gleich anfangs ausnahmsweise günstig".

Sie beschreiben S. 250 die Maschine, wie sie *Diesel* sich in seiner Broschüre gedacht hat; diese Maschine hat überhaupt nicht zu einer Ausnutzung des Brennstoffes geführt, sie hat niemals Leerlauf erzielt. Die Maschine, welche die von Ihnen gerühmte günstige Ausnutzung erzielt hat, und deshalb Hoffnung auf eine marktfähige Maschine gab, ist erst nach vierjährigen, eifrigen Bemühungen wohlerfahrener Ingenieure einer leistungsfähigen Fabrik unter Aufgabe der Fundamentalgedanken *Diesels* geschaffen worden. Ehe sie wirklich marktfähig wurde, hat noch eine Weile gedauert. Deshalb erkläre ich Ihre Ausdrucksweise für zu begeistert.

Sehr geschätzter Herr! Sollten Sie auch jetzt noch darauf bestehen, unseren Briefwechsel den Lesern von „D. p. J." zu unterbreiten, so bin ich gern damit einverstanden.

Ergebenst Dr. *K. Schreber.*

Stuttgart, den 16. Mai 1905.
Johannesstr. 47 A.

Sehr geehrter Herr!

Aus Ihrem letzten Schreiben entnehme ich Ihr Einverständnis, unseren Briefwechsel in D. p. J. mit Genehmigung der Redaktion zu veröffentlichen. Ich darf Sie demgemäss bitten, meine drei Briefe an letztere zu übersenden; ich werde die Ihrigen überreichen. Sollten Sie auf die folgenden Zeilen innerhalb einiger Tage eine Antwort geben, so bin ich bereit, dieselbe beizufügen.

Kinetische Gastheorie. Dass der Ingenieur die Grundsätze der Wärmetheorie so kennen lernen soll, wie sie die Erfahrung bietet, ist vollkommen richtig und danach ist in meinem Buche

verfahren. Dass aber deshalb eine kurze Skizze der kinetischen Gastheorie überflüssig wäre (bei mir sind es 9 Seiten), ist irrtümlich, da Anschauungen und Resultate dieser Lehre in Vorträgen und Schriften über Wärmetheorie häufig herangezogen werden. So findet sich denn auch die kinetische Gastheorie nicht nur bei *Clausius*, sondern auch in den Lehrbüchern über technische Thermodynamik von *Grashof* (1875), *Gross*, *Lorenz* (1904) und selbst in den nur 128 Seiten umfassenden Grundzügen von *Birven* (1905) berücksichtigt. Sodann ist im Gegensatze zu der Begründung des Einwandes in Ihrer Rezension auf die Resultate der Gastheorie bereits im ersten Teil meines Werkes hingewiesen und wird noch im zweiten Teil davon Gebrauch zu machen sein. Wenn der von Ihnen als Eideshelfer angerufene Herr Prof. *Mollier* in seinen Vorträgen die kinetische Gastheorie nicht berücksichtigt, so kann ich dies sehr wohl verstehen. Auch ich vermag wegen der Zunahme des Stoffes seit Jahren im Vortrag nicht mehr darauf einzugehen, um so erwünschter ist mir, auf das in den Händen der meisten Zuhörer befindliche Buch verweisen zu können. Auf Ihre Bemerkung, dass ein Ingenieur auch ohne kinetische Gastheorie in der Praxis brauchbar sei, erwidere ich, dass dies selbst ohne Wärmetheorie der Fall sein kann. Ihr Hinweis auf die reinliche Scheidung der auf Erfahrung und auf Hypothesen beruhenden Sätze bei *Clausius* ist geeignet, irrtümliche Auffassungen zu erwecken. Es muss Ihnen doch bekannt sein, dass bei mir ganz besonders auf reinliche Scheidung gesehen und schon im Vorwort betont ist: „Auch die Gliederung des Stoffes erweist sich im Interesse der Klarheit und Verfügbarkeit desselben sehr wichtig, wie es z. B. nicht angemessen erscheint, Ergebnisse, welche bestimmte Anschauungen voraussetzen (Molekulartheorie, Bewegungsnatur der Wärme, kinetische Gastheorie) mit den auf der Erfahrung allein beruhenden ohne weiteres zusammenzuwerfen" (vergl. auch den Eingang zum VI. Abschnitt.

Zustandsgleichung. Ich habe das *Boyle-Gay-Lussac*sche Gesetz

$$p v = R (a + t)$$

in demselben Sinne als Erfahrungssatz eingeführt, wie dies in den Lehrbüchern der Physik und Wärmetheorie gebräuchlich und jedenfalls auch Ihnen bekannt ist. Ich verweise beispielsweise auf das ausführliche Handbuch der Physik von *Winkelmann*, I. Mechanik 1871, S. 503 und II. Wärme 1896, S. 106. *Gay-Lussac* hat im Jahre 1802 auf Grund umfassender Versuche den Satz aufgestellt: „Alle Gasarten, gleichviel welches ihre Dichtigkeit sei ... werden durch gleiche Grade von Wärme um gleichviel ausgedehnt". Dieser Satz in Verbindung mit dem auch von Ihnen als Erfahrungssatz anerkannten *Boyle*schen Gesetz ergibt obige Zustandsgleichung (§ 35). Dass *Gay-Lussac* dabei das gebräuchliche Temperaturmass benutzte, ändert nichts an der erfahrungsmässigen Grundlage seines Gesetzes und damit der obigen Zustandsgleichung. Diese tritt bei mir wie in anderen Lehrbüchern der Wärmetheorie darin hervor, dass die durch Versuche festgestellten Werte der Konstanten R und $a = \frac{1}{\alpha}$ angeführt und das Gültigkeitsbereich auf Grund der Erfahrung kontrolliert wird. Durch dies allgemein übliche und historisch begründete Verfahren wird der Kritik des Temperaturbegriffes nicht vorgegriffen. Mit anderen Begriffen wird ganz ähnlich verfahren. Da *Gay-Lussac* und der von ihm erwähnte *Charles* im Jahre 1738 noch nicht lebten, so ist es offenbar ganz richtig, dass das oben zitierte *Gay-Lussac*sche Gesetz in diesem Jahre noch nicht entdeckt war.

Arbeitswert. Wenn der erste Hauptsatz der Wärmetheorie feststellt, dass Arbeit und Wärme *aequivalent* sind, so ist es selbstverständlich, dass man vom Arbeitswert WQ einer Wärmemenge Q wie vom Wärmewert AL einer Arbeit L sprechen kann. Diese Bezeichnungen sind schon der Kürze halber kaum zu vermeiden. Allerdings empfiehlt es sich dann, den Namen Arbeitswert einer Wärmemenge nicht noch in speziellerer Bedeutung zu verwenden, was auch bei mir nicht geschehen ist. Dass Ingenieure den Arbeitswert WQ mit der disponiblen Arbeit verwechseln könnten, halte ich auf Grund meiner Erfahrung für ebenso ausgeschlossen, als dass sie ihn mit der indizierten Arbeit oder Nutzarbeit verwechseln.

Dieselmotor. Ich habe unsere Differenz über diesen Punkt in meinem letzten Briefe sehr scharf dargelegt. Sie haben in Ihrer Antwort nicht bestritten, dass Sie mir in der Rezension einen Ausspruch in den Mund legten und eine Kritik daran knüpften, der in meinem Buche nicht vorkommt, dass ich im Gegenteil auf die Faktoren, welche neben der Ausnutzung des Brennstoffes für die Zweckmässigkeit eines Wärmemotors in Betracht kommen, gerade mit Bezug auf den *Diesel*-Motor ausdrücklich hingewiesen habe (S. 90, 250, 304). Wenn Sie sich nun trotzdem zu der Behauptung versteigen, der Ausdruck „*die Ausnutzung des Brennstoffes* im *Diesel*-Motor war gleich anfangs ausnahmsweise günstig" sei identisch mit der Aussage „der *Diesel*-Motor habe gleich anfangs ausnahmsweise günstige *Ergebnisse* geliefert", so muss ich jede weitere Diskussion über diesen Punkt für aussichtslos halten.

Hochachtungsvoll *Weyrauch.*

Sehr geschätzter Herr Professor!

Ihrem Wunsche entsprechend werden gleichzeitig mit diesem Briefe Ihre drei Schreiben vom 24. 4., 7. 5., 16. 5. an Herrn Prof. *Rudeloff* abgehen. Dass Sie mir zugeben, dass Sie die kinetische *Gashypothese* in Ihren Vorträgen nicht bringen, genügt mir zum Beweiss, dass auch Sie sie für entbehrlich, d. h. überflüssig halten. Gerade weil Sie in Ihrem Buche im allgemeinen sehr auf die reinliche Scheidung zwischen Tatsache und Hypothese gehalten haben, ist eine solche Hypothese sehr gefährlich, denn es wird ein nicht sehr aufmerksamer, nichtkritischer Leser dadurch leicht verführt, Folgerungen aus der Hypothese mit Folgerungen aus Tatsachen zu verwechseln. Deshalb habe ich die Hypothese für Ihr Buch für überflüssig erklärt. In einem Buch wie z. B. *Weinsteins* weiss jeder Leser von vornherein, dass die Hypothese überall zugrunde gelegt ist, da kommt er also nicht zu falschen Vorstellungen.

In bezug auf die *Zustandsgleichung* haben Sie meine Fragestellung umgangen: *Gay-Lussac* und *Dalton* haben gleichzeitig festgestellt, dass $pv = f(t)$ wo $f(t)$ eine für alle Gase gleiche Funktion der Temperatur ist; welcher Art diese Funktion ist, konnten sie nicht feststellen, weil noch kein Mass der Temperatur scharf definiert war. Ich frage nochmals ausdrücklich: wie war das von *Gay-Lussac* benutzte „gebräuchliche Temperaturmass" definiert? [1])

Das von *Zeuner* benutzte Wort *Arbeitswert* gibt die Arbeit, welche in einem bestimmten, von einer Maschine ausführbaren Prozess im günstigsten Falle gewonnen werden kann.

Der *Zeuner*sche Arbeitswert sagt also, wieviel eine Wärmemenge für einen Wärmekraftmaschinenbauer wert ist. Wir haben hier einen sehr scharf definierten Begriff, welcher nie zu Verwechselungen Anlass geben kann. Der von Ihnen eingeführte Begriff kann zu Verwechselungen in der Art *Redtenbachers* führen, er ist deshalb zu gunsten des älteren *Zeuner*schen zu vermeiden.

Da es mir trotz vielfacher Bemühungen nicht möglich geworden ist, unter dem „*Diesel-Motor*" des Satzes: „Die Ausnutzung des Brennstoffes im *Diesel*-Motor war gleich anfangs ausnahmsweise günstig" eine andere Maschine gemeint zu sehen, als die unmittelbar vorher auf Grund der *Diesel*schen Broschüre beschriebene, [2]) die überhaupt niemals in Gang gekommen ist, so ist allerdings eine weitere Diskussion hierüber unnötig.

Mit dem Ausdruck des Bedauerns, dass es mir nicht gelungen ist, Sie von der Berechtigung der kleinen Ausstellungen an Ihrem sonst so wertvollen Buch zu überzeugen, zeichne

Hochachtungsvoll und ergebenst

Dr. *K. Schreber*, Professor,
z. Zt. Dresden-A. 3, Struvestr. 27,
20. Mai 1905.

---

[1]) Ich antworte, dass es das Temperaturmass nach *Reaumur* war. *(Weyrauch).*

[2]) Sie ist auf Grund der zitierten Aufsätze von *Diesel* und *Schröter* in der Zeitschrift des „Vereins Deutscher Ingenieure" von 1897 beschrieben. *(Weyrauch).*

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

DINGLERS POLYTECHNISCHES JOURNAL.

86. Jahrg., Bd. 320, Heft 26. **Berlin, 30. Juni 1905.**

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Neuere Festigkeits-Probiermaschinen.

Von Professor **M. Rudeloff.**

(Fortsetzung von S. 389 d. Bd.)

3. Maschine für Zug-, Biege-, Druck- und Faltversuche.

Von der Vielseitigkeit in der Ausführung der Maschinen von *Amsler-Laffon & Sohn*, zeugt die in Fig. 30—34 dargestellte Maschine für Zug-, Biege-, Druck- und Faltversuche. Die Maschine ist stehend angeordnet und zwar der Presszylinder A am oberen Ende, durch vier kräftige Säulen B mit der Grundplatte C verbunden. Der Kolben D wirkt aufwärts.

Zur Uebertragung der Kraft auf die Probe dient der aus den beiden Stangen E und den Querhäuptern $F\,F_1$ bestehende Rahmen, der den Presszylinder A umspannt und mit der Spitze G auf der oberen Kolbenfläche ruht. Die Zerreissproben werden mit dem einen Ende in dem Querhaupt F_1 mit dem anderen in der Platte H festgelegt, welche durch die vier Säulen B gegen den Zylinder A abgesteift ist. Die geringste erreichbare lichte Entfernung zwischen den beiden Einspannköpfen beträgt 100 mm, die grösste 500 mm. Die Einspannung der Stäbe erfolgt durch die Keile J mit eingelegten, gezahnten Schalen K. Die Schalen für Flachstäbe haben gezahnte, gerade Flächen und sind drehbar in den Keilen gelagert, so dass sie auch dann an beide Kopfflächen sich anlegen, wenn diese nicht parallel sind. Die Schalen für Rundstäbe haben gezahnte Rinnen, in welche die Enden des Stabes zu liegen kommen. Zum Einlegen des Stabes werden die zusammengehörigen Keile mit den Hebeln L und L_1 gleichzeitig gehoben oder gesenkt. Das Auswechseln der Schalen geschieht, nachdem die Keile aus dem Einspannkopf herausgehoben sind. Ausser der Keileinspannvorrichtung für glatte Rundstangen und Flachstäbe werden auch Einspannvorrichtungen für Rundstäbe mit Köpfen beigegeben.

Bei Biegeversuchen dient das Querhaupt F_1 als Träger der beiden Auflagestücke M für die Probe (s. Fig. 30 und 33). Das die Belastung vermittelnde Druckstück N wird in die zugleich den Boden des Presszylinders A bildende Platte O eingeschoben.

Für Druckversuche wird als untere Stützfläche das Kugellager P (Fig. 31) in das Querhaupt F_1 und als obere Stützfläche die Platte Q in den Zylinderboden O eingesetzt.

Die Anordnung des Kugellagers als *untere* Druckplatte erscheint bei stehenden Festigkeitsprobiermaschinen als die natürlichste. Wie fehlerhaft sie ist, zeigt Fig. 35. Steht nämlich bei parallelen Druckflächen der Probe die obere Fläche der Kugelplatte zu Beginn des Versuches nicht parallel zur oberen festen Platte, oder hat die Probe keine parallelen Druckflächen, so kommt eine Kante oder Ecke der Probe z. B. a zuerst zur Anlage an die obere feste Druckplatte. Liegt nun der Mittelpunkt der Kugel unterhalb der zur Anlage zu bringenden Druckfläche, z. B. bei m, so muss a beim Einstellen des Lagers relativ zur unteren Platte u auf dem Kreise mit dem Halbmesser $m\,a$, und da a gleichzeitig aufwärts geht, in der Richtung des Pfeiles p längs der oberen Druckplatte o sich bewegen, damit die obere Fläche voll zur Anlage kommen kann. Der Bewegung gegen o wirkt die Reibung entgegen. Daher ist bei der in Fig. 35 dargestellten Anordnung des Kugellagers die Einstellung mindestens erschwert.

Wesentlich vermindert ist der Fehler, wenn der Kugelmittelpunkt, also der Drehpunkt der Platte mit der Probe, bei i liegt, da dann die Bewegung von a in der Ebene o nur äusserst gering ist. Hierzu wäre aber mit Rücksicht auf die Verwendung desselben Kugellagers für verschieden grosse Proben die Kugelkalotte mit möglichst grossem Halbmesser auszuführen und die Verwendung besonderer Unterlagplatten verschiedener Dicke erforderlich. Als Uebelstand verbliebe, dass der Bewegungswiderstand in dem Kugellager selbst mit dem Halbmesser der Kalotte wächst. Um nun möglichst leichte Einstellung der Druckplatten zu ermöglichen, habe ich das Kugellager (Fig. 36) angegeben, bei dem die Probe auf die feste Druckplatte u gestellt, und gegen die Platte A mit Kugellager B bewegt wird. Letzteres gibt unter dem Druck der Kante a leicht nach, weil die obere Fläche des Schraubenkopfes, auf der die Schale B ruht, mit der Fläche des Kugellagers konzentrisch gekrümmt ist und die Kante a bei Einstellung des Kugellagers sich gegen die Platte A nicht seitlich zu verschieben braucht. Die Platte A ist auf die schrägen Leisten f der Kugelschale B aufgeschoben, so dass sie im Bedarfsfalle z. B. bei starker Verdrückung und Nachbearbeitung leicht gegen eine andere ausgetauscht werden kann.

Fig. 34 zeigt schliesslich noch eine Vorrichtung für Biegeproben oder Faltversuche. Das Versuchsstück ruht wieder wie beim Biegeversuch auf den beiden gegen Verschiebung gesicherten Stützrollen M und wird unter dem Stempel s gebogen.

Wie aus der gegebenen Darstellung hervorgeht, ist bei Ausführung der vier verschiedenen Versuchsarten nacheinander kein wesentlicher Umbau der Maschine erforderlich; nur die Druckplatte Q und das Druckstück N sind gegeneinander auszutauschen, und ferner ist die Kugelplatte P zu entfernen, um genügend Raum für die Durchbiegung der Biegeprobe zu schaffen. Diese stete Bereitschaft für die verschiedenen Versuchsarten ist als Vorteil hervorzuheben, der allerdings den Uebelstand im Gefolge hat, dass die Zerreissproben infolge Auskragens des Biegebalkens F_1 stets nur von zwei Seiten leicht zugänglich sind.

Die Maschine wird für die aus der Zusammenstel-

lung S. 404 ersichtlichen Kraftleistungen und Grössenverhältnisse geliefert.

Die Kraftmessung erfolgt mit Quecksilbermanometer oder mit dem an den Presszylinder angeschlossenen Pendelmanometer (Fig. 8—10 S. 378). An ihm befinden sich auch die eigentlichen Steuerventile. Das Ventil R (Fig. 30 und 31) dient nur dazu, das Querhaupt F_1 in die zur Probe passende Höhenlage einzustellen. Erleichtert wird dies durch die auf der Säule B angebrachte Teilung, an der man die Entfernung zwischen den Einspannköpfen ablesen kann.

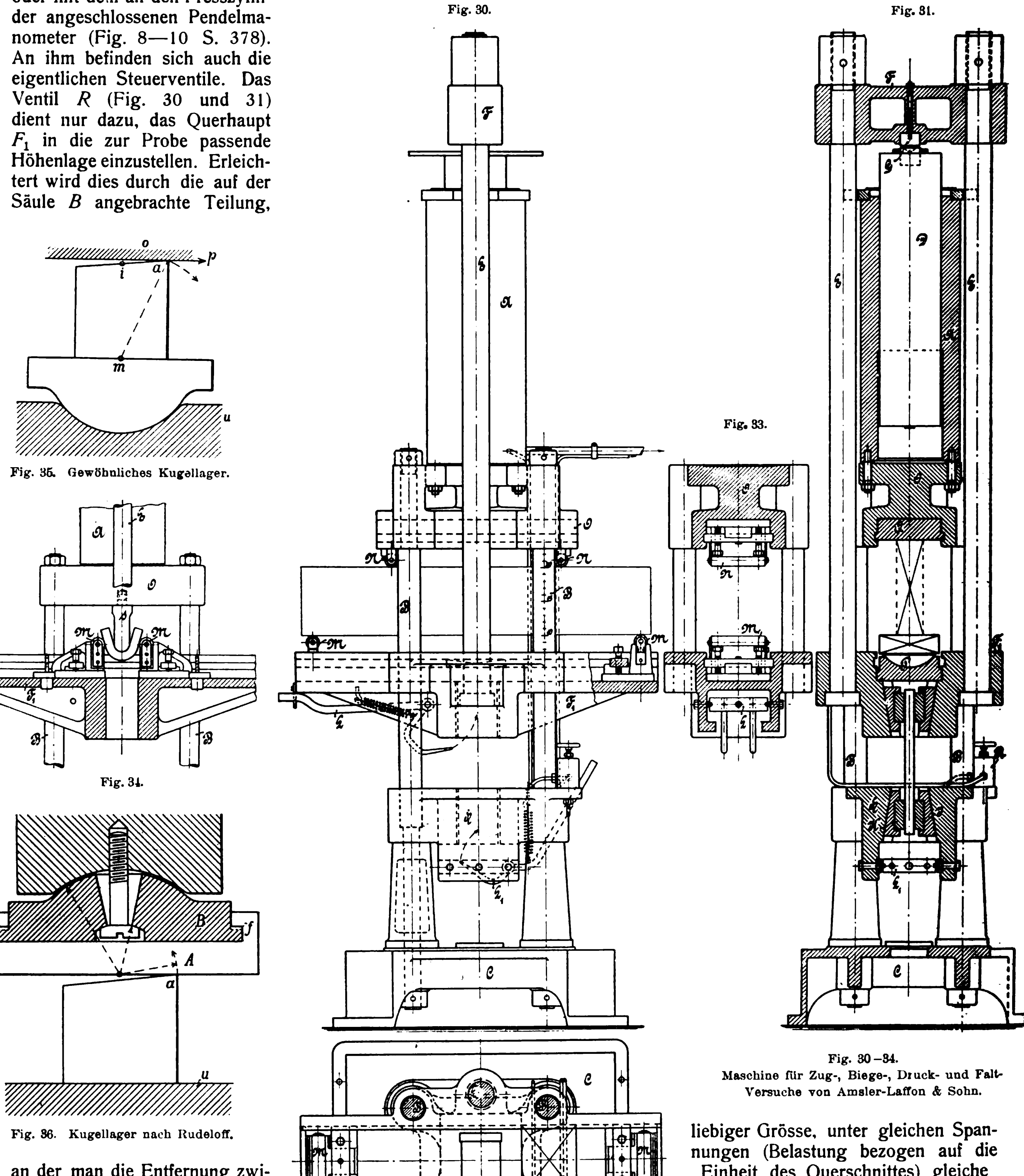


Fig. 35. Gewöhnliches Kugellager.

Fig. 34.

Fig. 36. Kugellager nach Rudeloff.

Fig. 30—34. Maschine für Zug-, Biege-, Druck- und Falt-Versuche von Amsler-Laffon & Sohn.

Fig. 37 zeigt die Maschine in Verbindung mit der Pumpe (Fig. 1 bis 4 S. 376) und mit Quecksilbermanometer.

4. Die 500 000 Druckpresse.

Die Erprobung der Eigenfestigkeit des Betons erfolgt, wie schon oben erwähnt ist, besonders durch Druckversuche. Das Gesetz der proportionalen Widerstände, nach dem geometrisch ähnliche Körper, also Würfel beliebiger Grösse, unter gleichen Spannungen (Belastung bezogen auf die Einheit des Querschnittes) gleiche Formänderungen für die Längeneinheit erleiden, gilt hierbei nicht, weil die Betonproben mit fortschreitender Erhärtung des verwendeten Bindemittels (Zement, Kalk usw.) an Festigkeit zunehmen, und diese Veränderung sich unter dem Einfluss äusserer Einflüsse, z. B. der Kohlensäure der Luft, allmählich von aussen nach dem Innern der Probe hin, vollzieht. Dieser Umstand bedingt, um die

bei verschiedenen Versuchsreihen erzielten Ergebnisse für die Druckfestigkeit des Betons aus verschiedenen Materialien vergleichbar zu machen, die Anwendung von Proben mit stets gleichen Abmessungen. Da nun ferner auch das Verhältnis zwischen den Abmessungen der Probe und der Korngrösse der zu dem Beton verarbeiteten Materialien, besonders des Kieses und des Steinschlages, auf das Ergebnis des Druckversuches von Einfluss ist, so erwies es sich als notwendig, möglichst grosse Würfel zu den Druckversuchen zu verwenden, um letztere in tunlichster Anlehnung an die Verhältnisse auszuführen, unter denen die praktische Verwendung des Betons stattfindet.

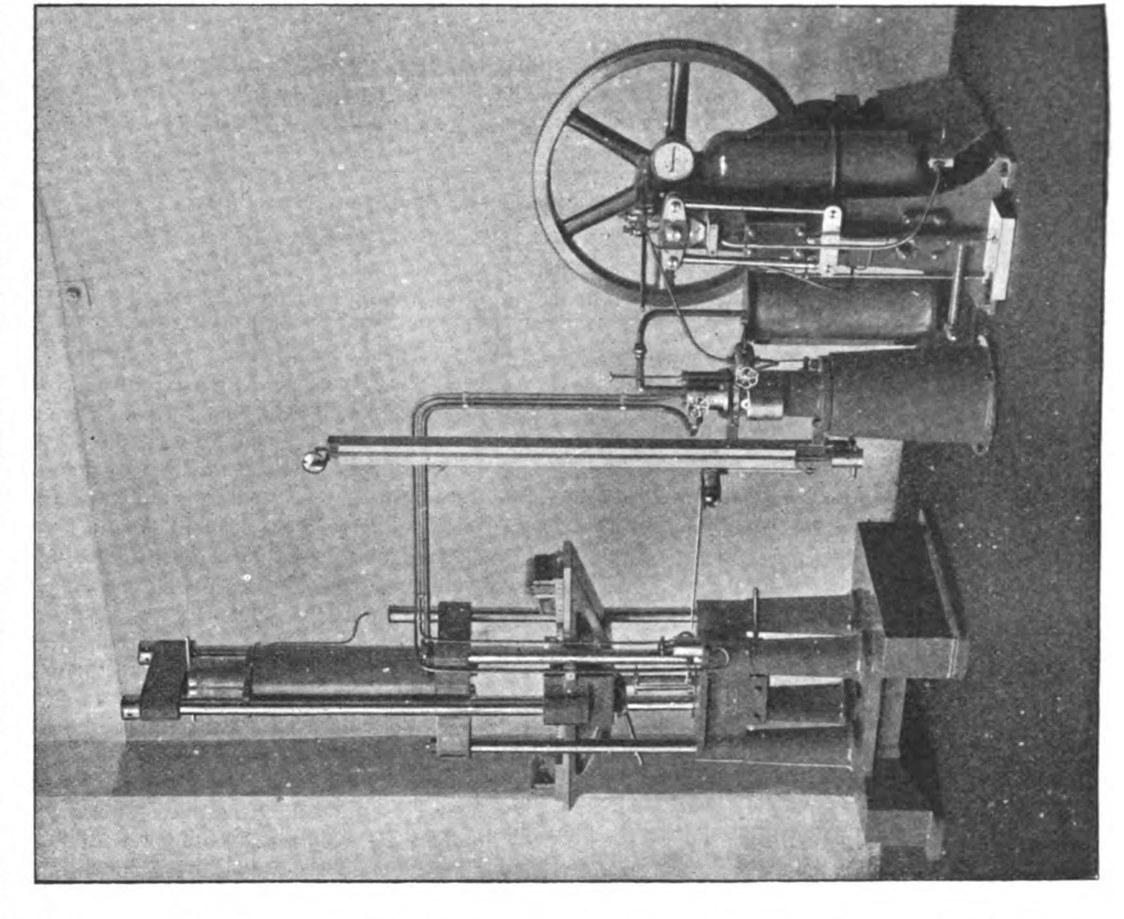


Fig. 37. **Maschine für Zug-, Druck-, Biege- und Falt-Versuche von Amsler-Laffon & Sohn.**

In Erwähnung dieser Umstände ist der Würfel mit 300 mm Kantenlänge als normale Probe für Druckversuche mit Beton eingeführt, wobei allerdings nicht ausgeschlossen ist, dass je nach den Umständen und dem Zweck der Versuche auch noch grössere Probekörper zur Anwendung kommen.

Bedingte nun die Prüfung grosser Körper die Anwendung kräftiger Maschinen, so gebot der Umstand, dass die Versuche auch auf dem Bauplatz zur Ausführung gelangen müssen, möglichst einfache Konstruktionen, um die Maschinen gegen die Einflüsse der Witterung, Staub und Nässe möglichst unempfindlich zu gestalten.

Die erste Sondermaschine für diese Zwecke hat A.

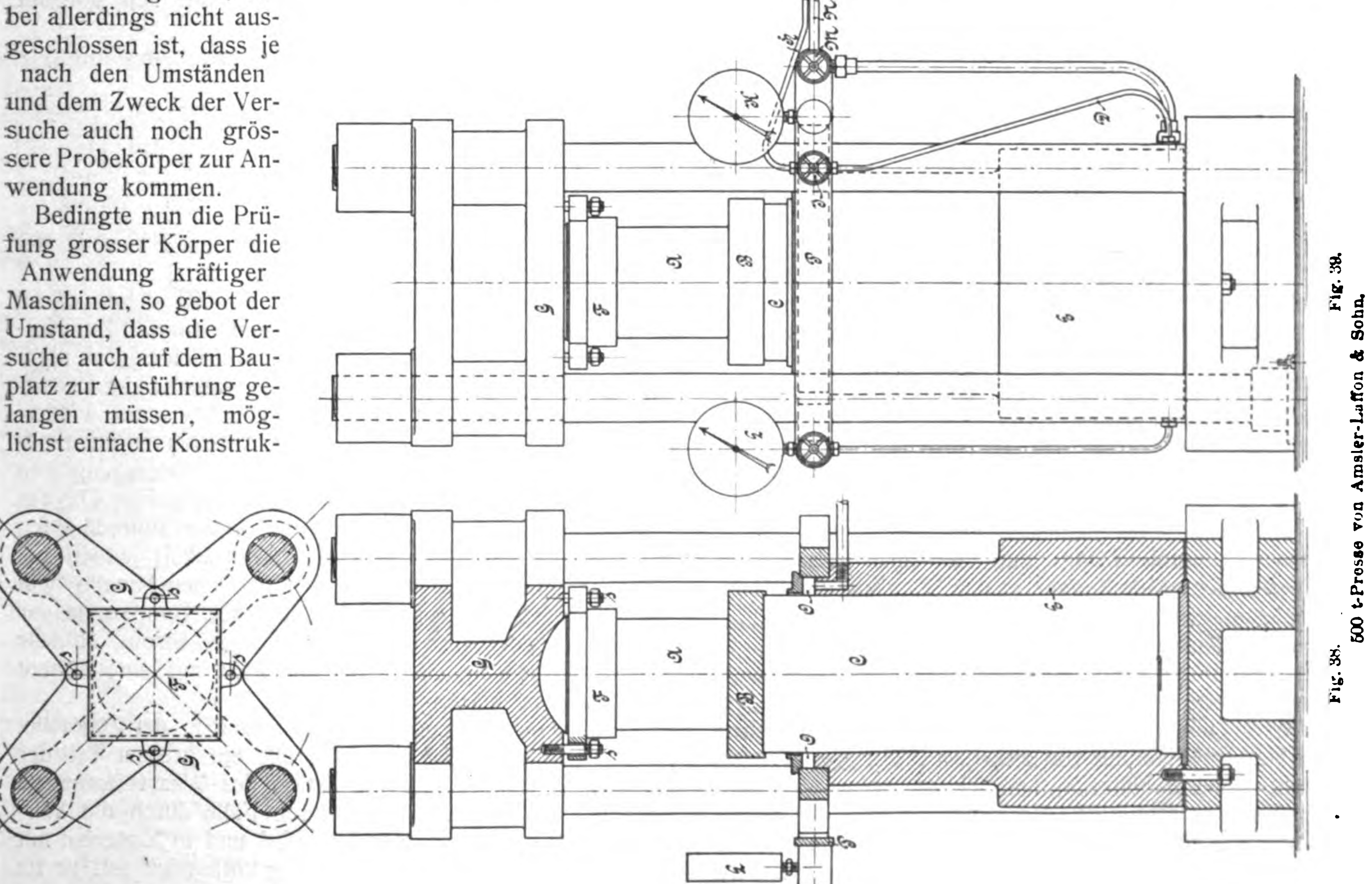


Fig. 38. Fig. 39. **500 t-Presse von Amsler-Laffon & Sohn.**

Fig. 40.

Martens angegeben. Sie besteht im wesentlichen aus einer aufwärts wirkenden fahrbaren hydraulischen Presse, die durch zwei kräftige Säulen (Zugstangen), mit einer starken Kopfplatte verbunden ist. Der Kolben trägt auf seiner Stirnfläche ein Kugellager zur Aufnahme des Probewürfels, einer Kugelfläche drehbar, aufgehängt ist. Es ruht auf den vier Schrauben *s* und wird bei Beginn des Belastens durch die Probe von ihnen abgehoben. Stehen die Druckflächen des Kugellagers und der Probe nicht von vornherein parallel zueinander, so neigt die Kugelplatte sich, wobei nicht der Mittelpunkt der Kugel sondern die erste Berührungsstelle zwischen den beiden Druckflächen den Mittelpunkt der Bewegung bilden. Beide Flächen müssen sich daher mehr oder weniger gegeneinander verschieben, sobald die Kugelflächen zur Anlage kommen. Die dem Eigengewicht der Kugelplatte entsprechende Reibung, die bei der Anordnung nach Fig. 36 vermieden ist, wirkt dieser Verschiebung entgegen und stört die angestrebte zentrische Belastung.

Grösse No.	Kraftleistung kg	Zulässige grösste Abmessungen der Proben in mm							
		Zugproben			Biegeproben			Druckproben	
		Durchmesser	Dicke	Breite	Höhe	Breite	Stützweite	Höhe	Durchmesser
1	25 000	35	30	70	300	240	1100	350	60
2	50 000	50	40	90	300	240	1100	350	80
3	80 000	60	50	100	300	270	1100	350	80
4	100 000	70	65	100	350	300	1200 [7]	450	220 × 220

der dann gegen die ebene untere Fläche der Kopfplatte gepresst wird. Die Belastung wird aus dem Flüssigkeitsdruck im Presszylinder und der wirksamen Kolbenfläche berechnet, und der Druck hier an einem Federmanometer abgelesen.

Den gleichen Konstruktionsgrundsatz zeigt die neuere 500 000 Presse von *Amsler-Laffon & Sohn* (Fig. 38 bis 40).

Die Verbindung zwischen der Grundplatte für den Presszylinder *E* mit der Kopfplatte *G* bewirken hier vier Zugstangen. Sie stehen weit genug auseinander, so dass die vier Seitenflächen des Probewürfels noch bequem beobachtet werden können. Das Kugellager *F* ist nicht auf der von dem Presskolben *C* getragenen Druckplatte *B* angebracht, sondern an der unteren Fläche der Kopfplatte *G*. Hier ist also der S. 401 hervorgehobene Nachteil des unten angeordneten Kugellagers bereits vermieden. Der Kugelmittelpunkt liegt, wie es sein muss, in der Druckfläche; indessen ist gegen die gewählte Konstruktion einzuwenden, dass das Kugellager nicht, wie bei Fig. 36 für sich, auf

[7]) Hierbei können gleichzeitig zwei Druckschneiden bei 600 mm Entfernung voneinander angewendet werden.

Die Presse wird wieder mit Oel betrieben. Es tritt durch die Rohre *H* und *D* und das Ventil *J* in den Zylinder *E* ein, wobei der Druck an dem Federmanometer *K* abgelesen wird. Das für sich absperrbare Manometer *L* dient als Kontrollmanometer. *M* ist das Ventil zum Entlasten, wobei das Rohr *N* das mit dem Gewicht des Kolbens *C* belastete Oel zum Oelbehälter des Druckerzeugers zurückführt.

Ebenfalls gelangt nach dort zurück das zwischen Kolben und Zylinderwand aufsteigende und im Kanal *O* sich ansammelnde Oel.

Wird die Presse an ein Pendelmanometer (Fig. 8—10) angeschlossen, so fällt die Schiene *P* mit den von ihr getragenen Teilen *J K L M* fort.

(Fortsetzung folgt.)

Die Jonesche Kohlebatterie.

Wie bekannt, werden durch die Dampfmaschine durchschnittlich nur 10 v. H. der Energie der Kohle nutzbar gemacht. Seit Jahren hat man sich bemüht, die Kraftausbeute zu erhöhen, ohne der Lösung dieses Problems näher kommen zu können. Um so erfreulicher ist die Tatsache, dass es den Bemühungen eines deutschen Chemikers in Chicago, *Hugo Jone*, unlängst gelungen ist, ein elektrisches Element herzustellen, vermittels dessen man bei Anwendung gewöhnlicher Kohle eine Ausbeute von 66 v. H. zu erzielen vermag. *Jone*, welcher gegenwärtig der Leiter des chemischen Nahrungsmittel-Laboratoriums der Stadt Chicago ist, hat mich freundlichst durch persönliche Mitteilungen in den Stand gesetzt, nachstehende Angaben über seine Kohlebatterie zu machen.

Bei der Ausgestaltung der Batterie ist der Erfinder von der bekannten Tatsache ausgegangen, dass Zinn sich leichter aus seinen Verbindungen reduzieren lässt als Zink. Wird Zinn an Stelle von Zink in der galvanischen Zelle behufs Entwicklung von elektrischer Energie benutzt, so ist ein höherer Nutzeffekt erreichbar, wenn sich das Metall durch nachherige Reduktion vermittels Steinkohle wiedergewinnen lässt. Wenn man diesen Vorteil bisher nicht erlangen konnte, so beruhte dies darauf, dass man keinen Weg kannte, um durch leicht reduzierbare Metalle, wie Blei oder Zinn, einen starken Strom in der Zelle zu erzeugen.

Jone gebraucht Zinn an Stelle von Zink und erhält durch Erhitzen der Zelle einen starken Strom. Zur Herstellung des Elektrolyten liessen sich natürlich Säuren nicht verwenden, da sie Salze bilden, welche während der Reduktion mittels Steinkohle Säuregase abgeben, die wiedergewonnen werden müssten und das Arbeiten zu umständlich machen würden. Dagegen bietet die Benutzung von Aetzalkali den Vorteil, das Metall in Form seines Oxydes zu liefern, wodurch die Wiedergewinnung von Säuredämpfen unnötig wird. Anderseits erzeugt Aetzalkali jedoch bei seiner Einwirkung auf die weniger basischen Metalle, wie Blei, Zinn und Kupfer bei gewöhnlicher Temperatur gar keinen oder doch nur einen sehr geringen Strom, so dass sich die Notwendigkeit ergab, die Zelle auf eine höhere Temperatur zu erwärmen.

Es ist eine bekannte Tatsache, dass in der Zinkzelle, wie auch in der Bleiakkumulatorzelle ein grosser Teil der elektrischen Energie der Oxydation des Wasserstoffes zu verdanken ist, welcher im ersteren Falle durch die Wirkung des Metalls hervorgerufen wird und in letzterem mit dem Metall verbunden als Legierung vorhanden ist.[1]) Es liess sich daher erwarten, wenn man das Zinn mit einer

heissen Alkalilösung behandelte und dadurch Wasserstoff entwickelte, dass dann auch ein starker Strom erzeugt würde. Dies ist denn auch tatsächlich durch Versuche nachgewiesen worden. Besonders stark wird der Strom, wenn man gleichzeitig Quecksilberoxyd als Depolarisator benutzt, mit Kohlenstoff als negativer Elektrode. Ersteres bildet wegen seiner niedrigen Bildungswärme einen guten Depolarisator und letzterer wegen seines ausgesprochenen elektronegativen Charakters einen guten negativen Pol.

Das Verfahren, Zellen zu erwärmen, deren positive Elektrode aus Kohlenstoff oder aus Stoffen hergestellt ist, welche durch Kohlenstoff regeneriert werden können, ist nicht neu. Dr. *Jacques* in Boston erhitzt z. B. Kohlenstoff als positive Platte unter Verwendung von geschmolzenem Kaliumhydrooxyd als Elektrolyten. Eine bedeutende von *Jone* ausgeführte Verbesserung besteht nun darin, das Wasser des Elektrolyten bei höherer Temperatur festzuhalten. Da in Abwesenheit von Wasser sich nur ein schwacher thermo-, nicht aber ein starker elektrochemischer Strom erzeugen lässt, so erhält *Jacques* auch nur einen schwachen Strom, weil das Wasser seines Elektrolyten bei der von ihm zur Oxydierung seines Kohlenstoffes benutzten hohen Temperatur verdunstet.

Eine weitere Verbesserung besteht in der Erwärmung der Zellen vermittels der heissen Gase, welche aus dem Reduktionsofen, in welchem das Zinn des Zinnoxyduls in den metallischen Zustand zurückgeführt wird, entweichen. Bei den Reduktionsöfen geht die Wärme der heissen Gase gewöhnlich verloren, während *Jone* durch ihre Verwertung eine bedeutende Menge Brennmaterial erspart.

Auch der Depolarisator, das Quecksilberoxyd, wird aus dem bei seiner Reduktion entstehenden metallischen Quecksilber regeneriert, indem letzteres durch Einwirkung von Salpetersäure in das Nitrat übergeführt wird. Die Salpetersäure wird durch Oxydation mittels Luftsauerstoffes wiederhergestellt.

Die Einzelheiten der Konstruktion des Apparates lassen sich aus den Darstellungen (Fig. 1—6) klar erkennen. Die Zelle *A* (Fig. 1—3) besteht aus nickelplatiertem Eisen

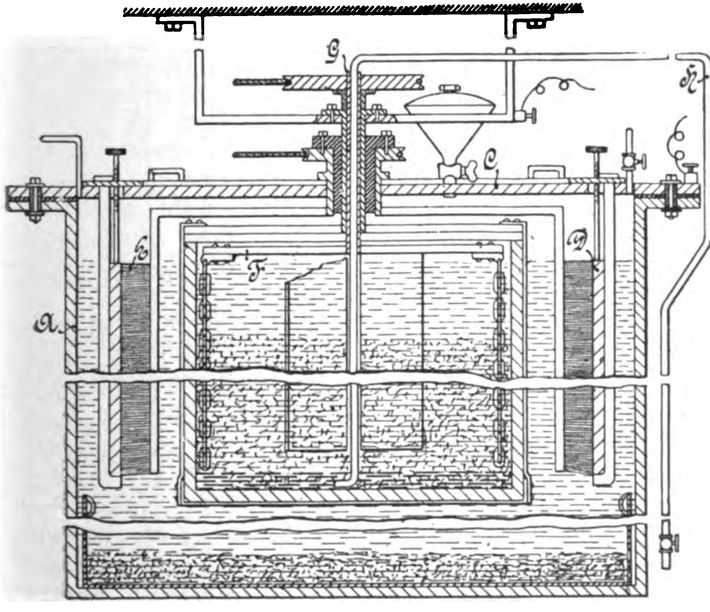


Fig. 1.

oder Stahl. Von der Mitte des Zellendeckels *C* hängt ein poröser, aus Kohle hergestellter Becher herab, der jedoch von *C* isoliert ist. Die Zinnelektroden *D* werden von dem Deckel *C* getragen, sie sind mit ihm metallisch verbunden, so dass der Metalldeckel sozusagen einen Teil des positiven Elementes bildet.

Das Metall der Zinnelektroden wird zu Zinnoxydul oxydiert, welches sich nach Sättigung der Aetzkalilösung an den Elektroden absetzt und vermittels Bürsten oder Schabern *E*, welche durch eine senkrechte, durch den Zellendeckel laufende Achse in Umdrehung versetzt werden, entfernt wird. Es fällt zu Boden und wird von Zeit zu Zeit behufs Reduktion aus der Zelle ausgetragen.

Um den Depolarisator in beständiger Bewegung zu erhalten, ist innerhalb des Kohlebechers ein Rührapparat *B*

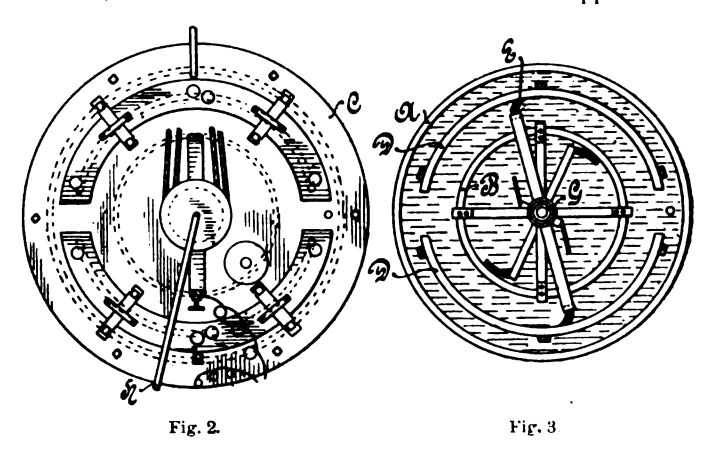


Fig. 2. Fig. 3

angebracht, welcher sich vermittels der Achse *G* konzentrisch mit der vorerwähnten Achse der Bürsten bewegt.

Das bei der Reduktion des Depolarisators entstehende Quecksilber wird aus dem Kohlebecher vermittels der Heberrohre *H* entfernt, um, wie angegeben, mittels Salpetersäure oxydiert zu werden.

Im Betriebe werden 30 bis 60 Zellen zu einer Batterie zusammengestellt, wie dies in Fig. 4 und 5 angedeutet ist. Um die oben aufgezählten Vorteile in einfacher und räumlich beschränkter Weise zu ermöglichen, erfolgt die Aufstellung bei geringerer Anzahl in einer Reihe, bei grösserer in zwei Reihen innerhalb einer Kammer *K*, welche eine Erweiterung des Schlotes für die Verbrennungsgase aus dem Reduktionsofen darstellt. Diese Kammer besteht aus dicken Backsteinmauern *J* und der aus Nichtwärmeleitern hergestellten Decke J_1. Im Innern der Kammer befindet sich eine wagerechte Zwischenwand aus Backsteinen, welche sich stufenweise gegen den Schornstein erhebt und die Zellenkammer in eine obere und eine untere Hälfte teilt, wodurch eine gleichmässige Erwärmung der Zellen erreicht wird. Die unteren Teile der Zelle sind in ein aus Sandkies oder Mineralwolle hergestelltes Bett eingesetzt, um die Wärmeausstrahlung möglichst einzuschränken. Etwaige Wärme, welche die Verbrennungsgase noch beim Verlassen der Kammer enthalten mögen, wird dazu benutzt, die Temperatur der Luft in der Spirale *L* zu erhöhen. Die solchermassen vorgewärmte Luft speist den Reduktionsofen *M*. Aus diesem strömen die Gase durch den Schlot *N*, wobei sie das Wasser in dem Dampfkessel *O* erwärmen, und weiter durch die Leitungen *P* und *Q*, wobei sie an das in der Trommel *R* befindliche Quecksilbernitrat Wärme abgeben. Auf diese Weise findet die sonst bei dem Reduktionsprozesse verloren gehende Wärme eine vierfache Verwendung.

Das in den Zellen gebildete Quecksilber wird in das Reaktionsgefäss *S* übergeführt, wo es mit Salpetersäure gemischt und durch den Wasserdampf des Kessels *O* erhitzt wird. Das dabei entstehende Quecksilbernitrat wird in die Trommel *R* entladen, wo es unter Zusatz von Quecksilber durch Wärmewirkung zu Quecksilberoxyd zersetzt wird. Letzteres wird vermittels einer durch Kurbel angetriebenen Schnecke entfernt. Die bei dieser Reaktion entstehenden stichoxydhaltigen Dämpfe werden durch das

[1]) Die Bildung einer Legierung von Blei mit Wasserstoff ist sehr fraglich. Die Redaktion.

Reaktionsgefäss *S* in den Schlangenkühler *T* geführt und hier mittels eines Zentrifugalventilators mit heisser Luft gemischt und oxydiert. Durch Einwirkung der Luft und des Wasserdampfes entsteht aus den niederen Stickoxyden Salpetersäure, die in einem Porzellangefässe aufgefangen wird.

Die Stromspannung der einzelnen Zellen beträgt 1,06 Volt. Eine Zelle, welche 5,7 Liter Flüssigkeit enthält, liefert rund 23 Ampere, bei einem äusseren Widerstand von etwa 0,02 Ohm.

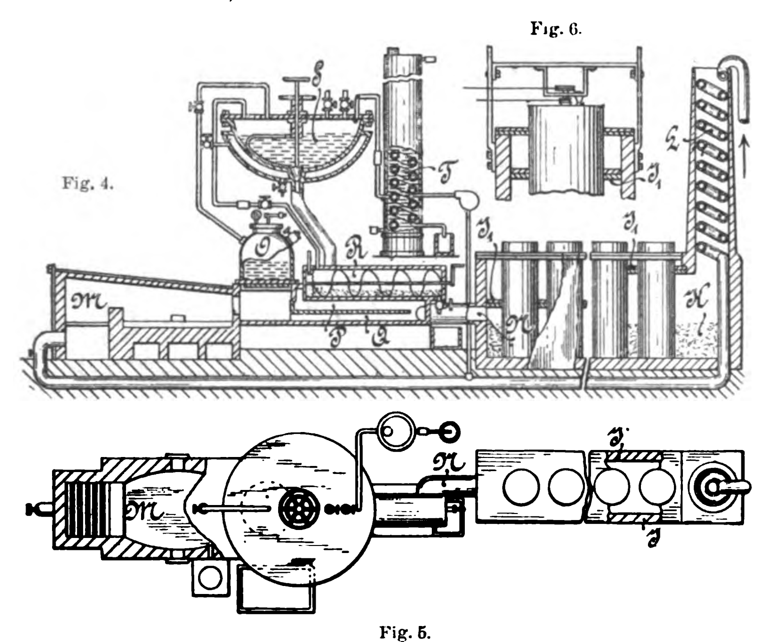


Fig. 4. Fig. 6. Fig. 5.

Die Ausbeute einer solchen Zelle stellt sich auf ungefähr 85 v. H. Ueber diese Höhe der Ausbeute braucht man sich nach einer Bemerkung von *Jone* nicht zu wundern, da der in dem Elektrolyten unlösliche Depolarisator nicht in den Anodenraum gelangen kann und daher durchaus keine örtlichen Störungen verursacht.

Bei der Reduktion von Zinkverbindungen ist die Ausbeute bekanntlich sehr niedrig. Bei Verwendung von Zinn wird dagegen auch die Energie des Kohlenoxyds, welche bei der Benutzung von Zink unverwertet bleibt, benutzt, da das Kohlenoxyd nicht Zinkoxyd, wohl aber das Zinnoxydul reduziert. Hierdurch wird die Energieausbeute der Reduktion von 28/1000 auf ungefähr 100/1000 vergrössert, weil bei der Oxydation von CO zu CO_2 etwa dreimal soviel Wärme frei wird, als bei der Oxydation von C auf CO. Ausserdem ist der für die Reduktion von Zinnoxydul erforderliche Wärmegrad nur etwa halb so hoch, als der für die Reduktion von Zinkoxyd nötige. Hierdurch wird der Verlust von 90 v. H. auf 45 v. H. herabgedrückt, da die Erniedrigung der Temperatur auf den Wärmegrad der Umgebung nur halb so gross ist. Mit anderen Worten, der Ertrag wird von 10 v. H. auf 55 v. H. erhöht. Ausserdem ist die Reduktion leicht bewerkstelligt, da das Zinnoxydul frisch gefällt ist und etwa die Hälfte der Zeit erfordert, welche es als widerstandsfähiges natürliches Erz beanspruchen würde. Dadurch wird der Wärmeverlust weiter von 45/100 auf etwa 23/100 verringert, d. h. die Ausbeute beträgt etwa 77 v. H.

Die Ergiebigkeit einer Anlage von mehreren hundert Pferdekräften würde sich hiernach den Berechnungen *Jones* zufolge auf etwa 85 v. H. der beim Reduktionsprozess zu erhaltenden 77 v. H. belaufen, also auf etwa 66 v. H. der Steinkohlenenergie, gegenüber einer Ausbeute von 10 v. H. bei Benutzung der Dampfmaschine-Dynamomaschine.

Neben dieser ausserordentlichen Erhöhung der Kraftausbeute bietet die *Jone*sche Erfindung indessen noch andere bedeutende Vorteile. Wie aus der Beschreibung des Verfahrens bereits klar geworden ist, sind die Vorgänge in dem *Jone*-Element Kreisprozesse, d. h. es werden alle innerhalb des Elementes umgesetzten Chemikalien wieder in den anfänglichen Zustand zurückgeführt, um auf diese Weise wieder und wieder verwendet werden zu können. Tatsächlich werden nur Kohle und Luft verbraucht. Allerdings wird man von Zeit zu Zeit etwas Quecksilber, Zinn und Salpetersäure anschaffen müssen, um etwaige geringe Verluste an diesen Stoffen zu decken, jedoch werden die Kosten in keinem Vergleich zu den Kosten für Schmiermittel, Dampfleitungsausbesserungen, Kesselreinigungen und Reparaturen stehen, wie sie bei Dampfbetrieb, besonders wenn man auf hohe Spannung zu rechnen hat, zu erwarten sind.

Dazu kommen die geringeren Kosten für die Errichtung einer *Jone*-Batterie. Für eine Batterie von 1 PS werden dieselben auf ungefähr 250 Dollar, für eine Batterie von 16 PS auf 1400 Dollar angegeben, während sie sich für eine Dampfmaschine von letzterer Stärke auf 2100 Dollar stellen mögen. Hierzu ist natürlich auch die Ersparnis durch den geringeren Kohlenverbrauch hinzuzurechnen.

Ein weiterer Vorteil besteht darin, dass infolge des geringen Raumerfordernisses und der Abwesenheit beweglicher Teile durch die Aufstellung der Batterie erheblich weniger Bodenfläche in Anspruch genommen wird, als von einer Dampfelektrizitätsanlage von gleicher Arbeitsleistung, wodurch sich die Anlagekosten natürlich entsprechend weiter verringern.

Endlich mag noch erwähnt werden, dass von der Batterie wenig oder kein Rauch entwickelt wird, dass Explosionsgefahr, wie beim Dampfkessel, nicht vorhanden ist; dass nicht, wie bei anderen Elementen, Säuredämpfe entstehen; und dass durch Räder und Transmissionen verursachte Unfälle ausgeschlossen sind.

Wie *Jone* mir mitgeteilt hat, ist er gegenwärtig noch mit der Verbessernng seiner Erfindung beschäftigt. Jedenfalls aber darf sie auch in ihrer heute vorliegenden Ausgestaltung im Interesse der Industrie mit Freuden begrüsst werden.

K. Pietrusky.

Ueber neuere Riemengetriebe.

Von **Rudolf Hundhausen**, Berlin-Halensee.

(Fortsetzung von S. 396 d. Bd.)

An Hand der Figuren 3 und 11 wurde gezeigt, dass bei genügender Länge der Treibriemen und bei seitlich gerichtetem Verlaufe derselben die Dynamomaschinen und Elektromotoren auf Gleitschienen durch Schrauben verstellbar angeordnet werden können, wie auch bei Lokomobilen in landwirtschaftlichen Betrieben etwa nach Fig. 12 das Anspannen des Riemens durch Anpassen des Achsenabstandes nach der Riemenlänge zulässig ist.

Die Figuren 4 bis 10 zeigten dagegen, dass bei kurzen Riemen und senkrechtem oder geneigtem Riemenzuge

eine solche starre Einstellung des Motors allgemein durch bewegliche Anordnungen auf der sogen. „Wippe“ ersetzt worden ist, wobei in der Regel Federn zur Anwendung gelangten, die je nach Bedarf dem Gewichte des Motors entgegenwirkten oder seine Kraft unterstützten.

Aus Fig. 22 war sodann zu ersehen, dass bei geringer Länge und senkrechtem Verlaufe der Riemen durch die Einführung des verschieblichen Konsols und der exzentrisch verstellbaren Spannrolle (vergl. Fig. 1 und 2) schon etwas gebessert worden war gegenüber der ganz starren Anordnung.

Aber auch mit diesen von Hand beweglichen Riemenspannvorrichtungen war der Mangel der starren Anordnung noch nicht ganz beseitigt, dass der Riemen, um nicht bald wieder gekürzt werden zu müssen, beim ersten Auflegen übermässig angespannt wurde, was dann die oben unter 1—4 erwähnten Uebelstände im Gefolge hatte.

Die verbesserte Anordnung nach Fig. 23 mit dem Motor „auf Wippe“ liess aber immer noch das Bedürfnis empfinden, die Anspannung der beiden Riemen, welche vom Vorgelege zur Maschine hinaufführen, anstatt *von Hand* durch die exzentrisch verstellbaren Spannrollen durch eine *selbsttätige* Einrichtung zu bewirken, wie beim Motorriemen, und ausserdem die für letzteren angewandte federnde Aufhängung noch nachhaltiger wirksam zu machen.

Beide Zwecke wurden erreicht durch das nach den Fig. 13 bis 21 so vielseitig anwendbare und überall vorzüglich bewährte Prinzip der pendelnden Lagerung von Motor und Vorgelege, wie es seiner Zeit von der Firma *Siemens & Halske* ausgebildet und dann vom Verfasser umgestaltet wurde, um seine Anwendung auf den elektrischen Antrieb der „*Monoline*“ übertragen zu können, wie es die Fig. 24 und 25 zeigen.

Noch einen Schritt weiter zu gehen, sah sich der Verfasser dann veranlasst durch andere ähnliche Vorgelegeanordnungen, wie in erster Linie die der sogen. „*Perkeo-Pumpe*“ mit elektrischem Antriebe nach Fig. 28, welche von der Firma *Burchard & Viereck* in Kiel seit einigen Jahren in den Handel gebracht wird. Sie erfordert (im Modell *A* und *B*) einen Raum von 2 m Höhe, 0,4 m Breite und 0,4 m Tiefe. Pumpe, Motor und Vorgelege sind gemeinschaftlich auf einer hölzernen Bohle befestigt, so dass ihre Aufstellung (an der Wand) sehr einfach erfolgen kann.

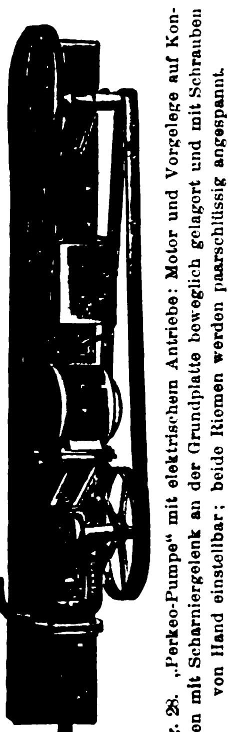


Fig. 28. „Perkeo-Pumpe“ mit elektrischem Antriebe: Motor und Vorgelege auf Konsol'en mit Scharniergelenk an der Grundplatte beweglich gelagert und mit Schrauben von Hand einstellbar; beide Riemen werden paarschlüssig angespannt.

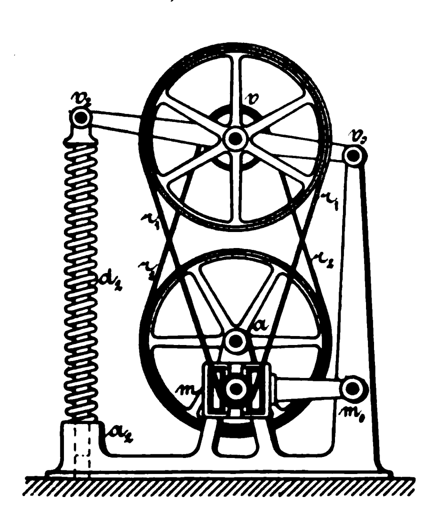


Fig. 29. Vom Verfasser vorgeschlagene Anordnung (D. R. P. 156042) für Pumpen nach Fig. 28, 34, 35: Motor m und Vorgelege v am Gestell bei m_0 und v_0 drehbar gelagert und kraftschlüssig verstellbar; Riemen r_2 wird durch Feder d_2 zwischen v_2 und a_2 gespannt, Riemen r_1 durch das Gewicht des Motors m; Umkehrung des Getriebes nach Fig. 26 (D. R. P. 138124).

Fig. 29 zeigt nun das den Fig. 26 und 27 entsprechende Schema, nach welchem jene Vorgelegeanordnung für den vorliegenden Zweck umzuändern war; ein Vergleich mit Fig. 26 lässt erkennen, dass das ganze Getriebe sozusagen auf den Kopf gestellt werden musste.

Nach demselben Verfahren ergibt sich nun, wie hier sogleich vorweggenommen werden mag, als entsprechendes Gegenstück zu Fig. 27, die ebenfalls neue Anordnung nach Fig. 30, deren Druckfedern d_1 und d_2 zwischen *m*, *v* und *a* unter Umständen zweckmässig durch eine einzige d_3 zwischen *a* und *m* ersetzt werden können (Fig. 31 bis 33), wobei nach Bedarf eine Zugfeder *z* zwischen *m* und *v* (Fig. 32), oder eine Druckfeder *d* zwischen *a* und *v* (Fig. 33) die Wirkung der ersteren ergänzen kann.

Diese und die weiter unten zu besprechenden Anordnungen nach den Fig. 36 bis 39 stellen eine weitere Ausbildung des Vorgeleges nach Fig. 26 dar und wurden dem Verfasser als Zusatz zu dem deutschen Patent 138124 unter No. 156042 geschützt.[6])

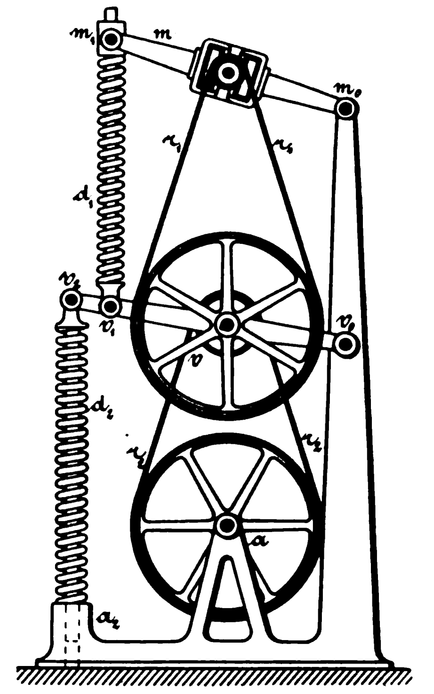


Fig. 30. Umkehrung des Getriebes nach Fig. 27: anstatt der Gewichte von Motor m und Vorgelege v wirken diesen entgegen Federn, und zwar d_1 zum Spannen des Riemens r_1 (wie bei Fig. 26), und d_2 zum Spannen des Riemens r_2 (wie bei Fig. 29).

Die Verwandtschaft dieser Erfindungsgedanken mit den vorangegangenen nach den Fig. 24 bis 26 und der Fig. 27 sei im folgenden kurz entwickelt:

Wenn man annimmt, dass die Kraft, welche dort zum Spannen des vom Vorgelege *v* zur Arbeitsmaschine *a* führenden Riemens r_2 dient, also die Summe der Gewichte

Fig. 31. Fig. 32. Fig. 33.

Fig. 31—33. Ersetzung der Federn d_1 und d_2 aus Fig. 30 durch eine Feder d_3, nach Bedarf mit einer zweiten z oder d vereinigt. (Uebersetzung vom Motor m zum Vorgelege v und von diesem zur Arbeitsmaschine a hier ausnahmsweise ins Schnelle angenommen).

von Vorgelege und Motor, negativ wird, d. h. in entgegengesetztem Sinne auf den Riemen einwirkt, so muss diese Kraft durch Federn aufgehoben werden, welche so stark zu spannen sind, dass der Ueberschuss der Feder-

[6]) Vergl. auch die Auslandspatente: Oesterreich No. 15843 vom 22. 2. 04, Schweiz No. 28414 vom 9. 2. 03, Italien No. 169/81 vom 31. 3. 03, England No. 27181 vom 9. 12. 02, Amerika No. 752778 vom 23. 2. 04.

kraft zum Spannen des Riemens geeignet zu verwenden ist. Danach ergeben sich zunächst die neuen Anordnungen nach den Fig. 29 bis 33.

Wenn man ferner annimmt, dass jene Kraft den Wert „Null“ erreicht oder von diesem nur um wenig abweicht, so dass die Summe der Gewichte von Motor und Vorgelege weder in positivem noch in negativem Sinne von wesentlichem Einflusse auf die Spannung des Riemens ist, so muss diese Kraft durch Federn ersetzt bezw. unterstützt oder überwogen werden, so dass die beabsichtigte Wirkung eintritt. Und danach ergeben sich die neuen Anordnungen nach den Fig. 36 bis 39, bei denen dasselbe Verhältnis auch für die Riemenübertragung vom Motor zum Vorgelege zutrifft, weshalb auch hierfür Federn anzuwenden sind.

Die Anordnung nach Fig. 29 unterscheidet sich nun von der nach Fig. 26 nur durch die umgekehrte Anwendung des vorerwähnten neuen Gedankens auf die sekundäre Uebertragung, während dabei die primäre unverändert bleibt gegenüber der alten *Richter-Hoffmann*schen Anordnung nach Fig. 27.

Diese Neuerung ermöglicht nun eine selbsttätige Nachstellung auch in entsprechend gearteten Fällen, wie beispielsweise beim elektrischen Antriebe von Pumpen mittels eines Vorgeleges und doppelter Riemenübertragung, wobei die Pumpe unten, das Vorgelege oben, und der Motor wieder unterhalb desselben, etwa über oder neben der Pumpe, angeordnet ist.

Die hierbei anzuwendende Druckfeder d_2 muss nun beträchtlich stärker ausgeführt werden als die Feder d_1 nach Fig. 26, da nicht nur das hinzukommende Gewicht des Vorgeleges v überwunden, sondern da auch der Riemen r_2 um soviel stärker angespannt werden muss, als es der sekundär zu übertragenden, bei Uebersetzung ins Langsame grösseren Kraft entspricht.

Die Fig. 30 schliesslich stellt die noch mögliche Verbindung aus den Fig. 26 und 29 dergestalt dar, dass darin die primäre Uebertragung aus der ersteren, und die sekundäre aus der letzteren Figur miteinander verbunden sind.

Die Anordnung nach Fig. 30 bedarf mithin keiner weiteren Erklärung; nur sei dazu bemerkt, dass sie, abgesehen von der doppelten Anzahl Federn (d_1 d_2), den Anordnungen der beiden Fig. 26 und 29 gegenüber wieder denselben Nachteil aufweist, wie die alte Anordnung nach Fig. 27, dass nämlich die Uebertragungen vom Gestellkörper a aus zum Vorgelege v, und von diesem aus zum Motor m beide in derselben Richtung nachgestellt werden. Die Fig. 26, 27, 29 und 30 lassen diesen Unterschied deutlich erkennen. Ebenso, wie es bei dem Getriebe nach Fig. 27 der Fall ist, weicht nämlich auch bei demjenigen nach Fig. 30 der Motor m etwa um den doppelten Weg oder Winkel, wie das Vorgelege v, von seiner mittleren Grundstellung ab, sobald eine Längung (Streckung) der Riemen eintritt.

Die neue Anordnung nach Fig. 29 besitzt dagegen den schon früher hervorgehobenen Vorzug der Neuerung nach dem Patent No. 138 124 (vergl. Fig. 26), dass die Nachstellung bei der primären und bei der sekundären Uebertragung in entgegengesetzten Richtungen erfolgt, so dass der Motor m seine ursprüngliche Stellung nahezu unverändert beibehält, während nur das Vorgelege v allmählich tiefer sinkt (bei Fig. 26), oder höher steigt (bei Fig. 29).

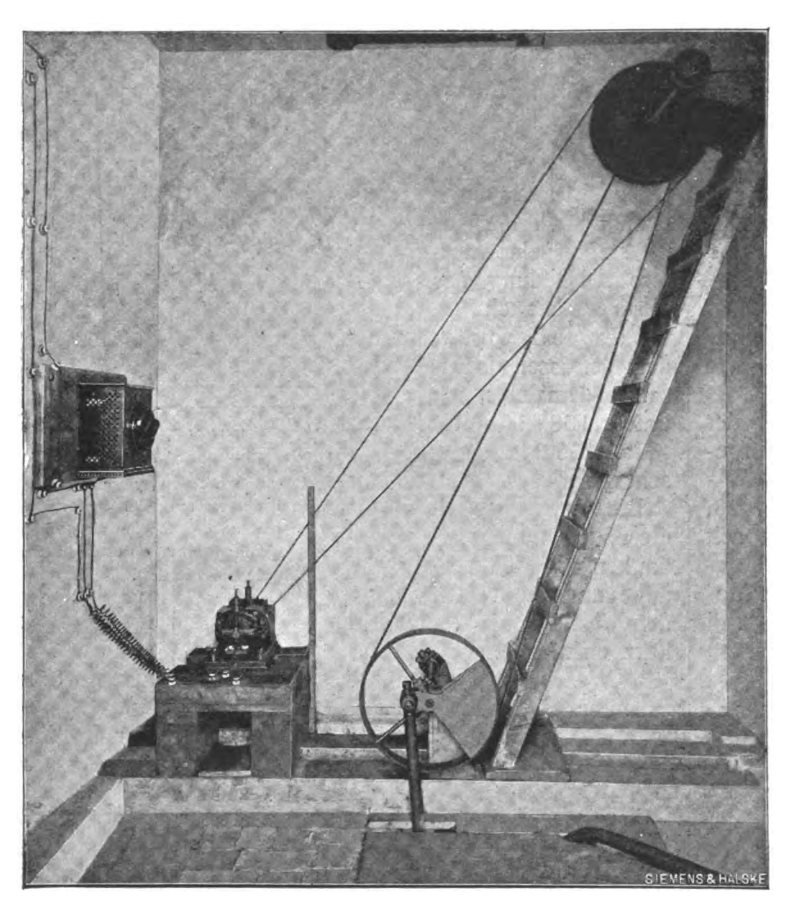
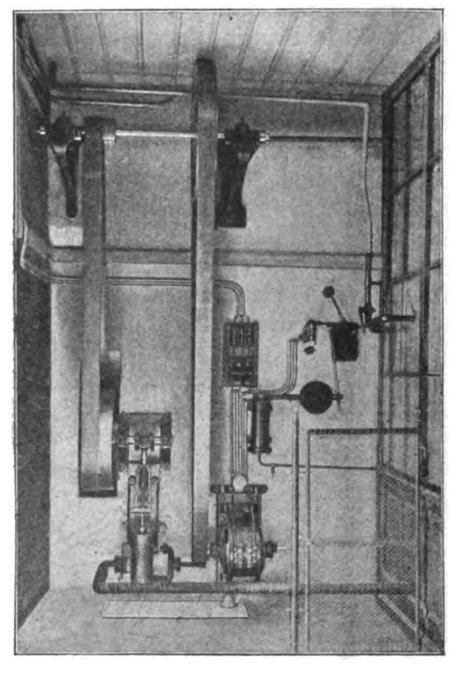


Fig. 34. Elektrisch angetriebene Pumpe mit Zwischenvorgelege: nur Motorriemen nachstellbar durch wagerechte Verschiebung des Motors.[8])


Fig. 35. Pumpenantrieb wie nach Fig. 34, nur mit senkrecht verschieblichem Motor;[7]) Achsenabstand zwischen Pumpe und Vorgelege, wie bei Fig. 34, unveränderlich.

Ebenso wie beim elektrischen Antriebe der „Monoline“ nach Fig. 24 und 25 der am Maschinengestell beweglich gelagerte Motor m seine wagerechte Stellung fast unverändert beibehält, würde dieses Verhältnis nun auch zutreffen bei der Anwendung des Getriebes nach Fig. 29, für die „Perkeo-Pumpe“ nach Fig. 28, wie auch bei den elektrisch betriebenen Pumpen nach Fig. 34 und 35.

Diese drei Figuren lassen deutlich erkennen, wie sehr das Bedürfnis, die Riemen nachspannen zu können, empfunden wurde, und wie wenig vollkommen die Aufgabe mit den bisher bekannten Mitteln erfüllt werden konnte:

Der Elektromotor ist in allen drei Fällen beweglich

angeordnet: in Fig. 28 steht er auf einem Konsol, welches mit einem Scharniergelenk an der Grundplatte aufgehängt und mit einer Schraube verstellbar ist, so dass der Motor mit seiner Achse um die des Scharniers schwingend gehoben und gesenkt werden kann, um den Riemen zu spannen (vergl. Fig. 4); in Fig. 34 ist der Motor auf Schienen seitwärts verschiebbar angeordnet, ähnlich wie nach Fig. 11; und in Fig. 35 sind diese Gleitschienen an der Rückwand des Raumes befestigt, um den Motor senkrecht zu verstellen, also möglichst genau in der Richtung des Riemenzuges, welcher für beide Riemen hier nahezu senkrecht erfolgt, ebenso wie bei der „Perkeo-Pumpe" nach Fig. 28.

Wie hat man sich nun aber geholfen, um auch den zweiten, vom Vorgelege zur Antriebsscheibe der Pumpe führenden Riemen nachspannen zu können? — In verschiedener Weise und in verschiedenem Grade der Vollkommenheit: die Fig. 34 und 35 lassen jede Nachstellvorrichtung vermissen; bei Fig. 35 liegen die Achsen senkrecht und in sehr geringem Abstande untereinander, so dass vermutlich der Riemen mit grosser Ueberspannung aufgelegt werden muss;[7]) bei Fig. 34 sind die Verhältnisse etwas günstiger, aber auch keineswegs glücklich zu nennen. Dort wie hier war man wohl durch den gegebenen Aufstellungsraum so beschränkt, dass man sich mit den bisher bekannten Mitteln nicht besser helfen konnte; bei der Anordnung nach Fig. 34 wäre es unter Umständen in Betracht zu ziehen gewesen, den Lagerkörper der Kurbelachse auf wagerechten Gleitschienen parallel verschieblich anzuordnen, wie den Motor, wodurch das Pumpengetriebe vermöge der grossen Länge seiner Pleuelstange nicht sonderlich beeinträchtigt worden sein dürfte.[8])

Diesen beiden Anordnungen gegenüber muss nun die bei der „Perkeo-Pumpe" angewandte Riemenspannung als ein entschiedener Fortschritt anerkannt werden, denn ebenso, wie der Motor, so ist auch das Vorgelege auf einem Konsolbock gelagert, welcher in einem Scharniergelenk drehbar an der Grundplatte befestigt und mittels einer Schraube einstellbar ist.

Diese Anordnung erscheint als so bemerkenswert, dass sie sogar für andere ähnliche Fälle zur Anwendung empfohlen werden könnte, wie sie beispielsweise auch bei den Vorgelegen nach Fig. 34 und 35 ganz gute Dienste hätte tun können, da sie eine Anspannung des sekundären Riemens ermöglicht hätte, ohne die des primären zu behindern; ja, durch die Verstellung der Vorgelegeachse werden sogar beide Riemen gleichzeitig gespannt, so dass der Motor beinahe unverändert seinen Platz beibehalten kann, wie wir es an Hand der Fig. 24 bis 26 und 29 besprachen.

Fragen wir uns schliesslich, welchen Vorteil denn die vom Verfasser vorgeschlagene Anordnung nach Fig. 29 gegenüber der beschriebenen nach Fig. 28 aufzuweisen hat, so ist darauf zu antworten, dass eben die *Selbsttätigkeit* der Nachstellung auch hier in derselben Weise nützlich zur Geltung kommen müsste, wie wir es früher an zahlreichen Beispielen, wie u. a. namentlich beim elektrischen Antriebe der „Monoline" nachgewiesen haben an Hand der Fig. 22 bis 25. Erstens würde dadurch jede Bedienung der Nachstellvorrichtungen von Hand entbehrlich, es würden also auch die damit verbundenen Unzuträglichkeiten vermieden werden; und zweitens liessen sich auch die Riemenlängen noch bedeutend verkürzen, so dass die Höhe (2 m) entsprechend verringert werden könnte.

Bei jeder Nachstellung von Hand bleibt nämlich der Uebelstand bestehen, dass man erstens auf das Verständnis und den guten Willen des Bedienungspersonals angewiesen ist, und dass man zweitens in bestimmten Zeiträumen der Sache seine Aufmerksamkeit zuwenden muss, wenn keine Betriebsstörungen eintreten sollen durch Gleiten der zu lang gewordenen Riemen.

Um dieser Unbequehmlichkeit aber vorzubeugen, werden eben die Riemen immer wieder überspannt, wie es sich bei der „Monoline" zeigte (Fig. 23). Ein gewisser Vorrat von Spannung muss also auch bei der „Perkeopumpe" in die Riemen selbst hineingebracht werden; deshalb müssen sie bei der jetzigen Anordnung eine entsprechende Länge erhalten und beim jedesmaligen Nachstellen etwas überspannt werden, was eine grössere Baulänge und eine stärkere Abnutzung bezw. einen geringeren Wirkungsgrad bedingt. — Die *selbsttätige* Nachstellung macht dagegen jede Beaufsichtigung und Bedienung entbehrlich und sichert einen unbedingt gleichmässigen Betrieb mit günstigstem Nutzeffekt, da die Kraftverhältnisse ein- für allemal unverändert bleiben, wie sie durch die Konstruktion oder einmalige Einstellung bedingt werden; die Riemenlängen bezw. Achsenabstände können dabei beliebig verringert werden.

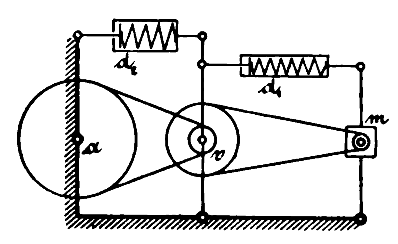


Fig. 36. Anordnung nach Fig. 30, um 90° nach rechts verdreht.

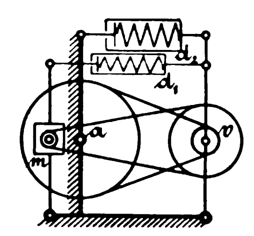
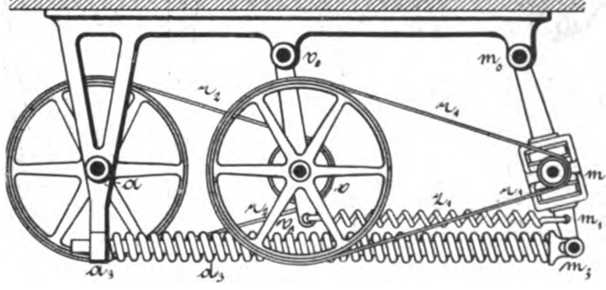


Fig. 37. Aus Fig. 26 und 29 kombinierte Anordnung, um 90° verdreht.



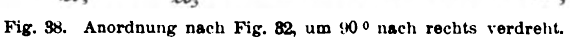


Fig. 38. Anordnung nach Fig. 32, um 90° nach rechts verdreht.

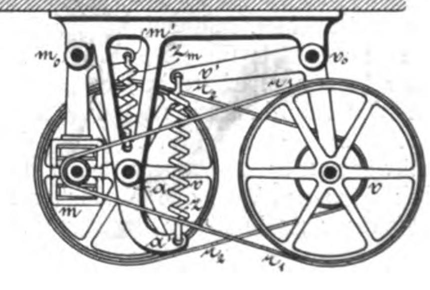


Fig. 39. Anordnung wie Fig. 37, aber beide Federn am Gestell befestigt.

Fig. 36—39. Vom Verfasser vorgeschlagene Getriebe (D. R. P. 156042) für liegende oder hängende Aufstellung von elektrisch angetriebenen Pumpen und dergl. und von Dynamomaschinen für Zugsbeleuchtung usw.

Die Fig. 36 bis 39 schliesslich stellen Abänderungen der im Vorstehenden entwickelten Getriebe dar, derart, dass dabei weder das Gewicht des Motors, noch das des Vorgeleges zum Anspannen der Riemen benutzt wird, und dass diese Gewichte auch nicht in entgegengesetztem

[7]) Die Anlage nach Fig. 35 wurde von der *Elektrizitäts-Aktien-Gesellschaft vorm. W. Lahmeyer & Co.*, Frankfurt a. M., geliefert; sie stellt eine Luftpumpe dar und Apparate zur Regelung des Luftdruckes für einen *Rohrpostbetrieb* in der *Schellenbergschen Hofdruckerei* in Wiesbaden; es werden damit die Manuskripte und Korrekturen von den Bureaux nach den Setzer- und Maschinensälen und zurück befördert.

[8]) Diese Pumpenanlage ist auf der *Saline Lüneburg* von der Firma *Siemens & Halske* ausgeführt worden.

Sinne wirken und durch Federn überwunden werden müssen, dass vielmehr *lediglich* Federn dem vorgenannten Zwecke der selbsttätigen Nachstellung dienen, und zwar ihm ausschliesslich.

Wenn sowohl der Motor *m* als auch der Vorgelegeträger *v* senkrecht über oder unter ihrem Aufhängepunkt am Gestelle beweglich angeordnet sind, so wirken ihre Gewichte weder in positivem, noch in negativem Sinne auf das Anspannen der Riemen ein, und es sind zu diesem Zwecke Federn anzuwenden sowohl für die primäre als auch für die sekundäre Uebertragung. Hieraus erhellt, dass die Anordnung der Figurengruppe 30 bis 33 ohne weiteres für vorgedachten Fall geeignet ist; dass dagegen die Anordnungen der Fig. 26 einerseits und der Fig. 29 anderseits nur in Verbindung des primären Teils aus ersterer mit dem sekundären Teil aus letzterer zu gebrauchen sind; und dass schliesslich die ältere (*Siemens* & *Halske*sche) Anordnung nach Fig. 27 hier gänzlich ausser Betracht bleibt.

Somit ergibt sich, dass hier nur noch zwei Hauptfälle möglich sind; und diese sind in den Fig. 36 und 37 dargestellt, erstere genau entsprechend der Fig. 30, letztere einer Vereinigung aus den beiden Fig. 26 und 29.

Die Fig. 38 und 39 schliesslich zeigen dieselben Getriebe, nur, anstatt stehend, hängend angeordnet, dargestellt nach Art der Fig. 26, 27, 29 und 30, und insofern abgeändert, als die Federn der praktischen Ausführung angepasst wurden: Fig. 38 entspricht genau der Fig. 32; bei dem Getriebe nach Fig. 39 sind Motor *m* und Vorgelege *v* an Winkelhebeln bei m_0 und v_0 am Gestell *a* drehbar gelagert und durch Zugfedern z_m und z_v beiderseits mit dem Gestell der Arbeitsmaschine *a* derart elastisch verbunden, dass die Riemen r_1 und r_2 mit der erforderlichen Schlusskraft angespannt und bei eintretender Längung selbsttätig nachgestellt werden.

Auch hier zeigt sich wieder die oben bei den Fig. 26 und 29 nachgewiesene Eigentümlichkeit, dass bei den Anordnungen nach Fig. 37 und 39 der Motor *m* seine Lage nahezu unverändert beibehält, während nur der Vorgelegeträger *v* sich seitwärts (in die — Fig. 39 — gezeichnete Stellung nach rechts) neigt; dass dagegen bei den Anordnungen nach Fig. 36 und 38 der Motor *m*, wie bei Fig. 27 und 30 besprochen, seitwärts (Fig. 38) nach rechts ausschlägt um den doppelten Weg oder Winkel, als der Vorgelegeträger *v*. In dieser Beziehung verdient also auch hier wieder das Getriebe nach Fig. 39 vor demjenigen nach Fig. 38 den Vorzug, ebenso wie die Getriebe nach Fig. 26 und 29 vor den Getrieben nach Fig. 27 und 30 den Vorzug verdienen, wofern die räumlichen Verhältnisse nicht einen grösseren Abstand zwischen Motor und Arbeitsmaschine, sowie die Anordnung des Vorgeleges zwischen beiden verlangen.

Der stehende Aufbau nach Fig. 36 und 37 wird in vielen Fällen z. B. zum elektrischen Antriebe von liegenden Pumpen, Gebläsen, Werkzeug- und anderen langsam laufenden Maschinen mit Vorteil anzuwenden sein. Die hängende Anordnung nach Fig. 38 und 39 dagegen dürfte zum Antriebe von Automobilfahrzeugen in Betracht kommen und von Triebwerkswellen, die unter der Decke von Gebäuden angebracht sind. Unterhalb von Fahrzeugen, insbesondere Eisenbahnwagen, können diese Anordnungen auch umgekehrt für den Betrieb von Dynamomaschinen zur Versorgung der Fahrzeuge mit elektrischem Strom für Beleuchtungszwecke vorteilhaft Verwendung finden.

Es sei schliesslich bemerkt, dass die Vertauschung des treibenden Teiles mit dem getriebenen Teile eine neue technische Wirkung nicht herbeiführt; es ist also z. B. die Ersetzung des Motors *m* durch eine Dynamomaschine ohne weiteres zulässig, wie denn auch in Fig. 40 eine kleine, mittels Handkurbel anzutreibende Dynamomaschine darstellt nach einem Entwurfe der *Siemens-Schuckert-Werke.* [9])

Auch kann an Stelle der Arbeitsmaschine *a* die eine oder die andere dynamo-elektrische Maschine eintreten, während umgekehrt an Stelle des Motors *m* eine Arbeitsmaschine, z. B. eine mittels biegsamer Welle angeschlossene Bohrmaschine oder dergleichen eintreten kann.

Schliesslich können Arbeitsmaschine *a* und Motor *m* beide als beliebige Triebwerksteile angesehen werden, von denen nur der letztere mehr oder weniger beweglich angeordnet sein muss; bei den Anordnungen nach Fig. 26 und 29 braucht diese Beweglichkeit unter Umständen nur recht klein auszufallen, wie oben nachgewiesen wurde.

(Schluss folgt.)

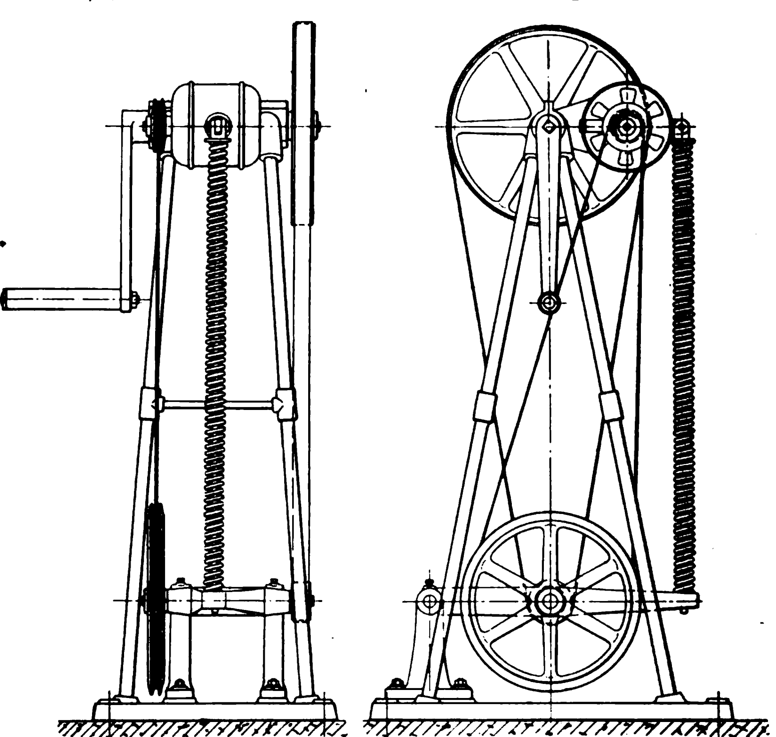


Fig. 40. Mittels Handkurbel durch doppeltes Riemenvorgelege mit selbsttätiger Nachstellung angetriebene Dynamomaschine für Unterrichtszwecke und vorübergehenden kleinen Strombedarf; Entwurf der Siemens-Schuckert-Werke G. m. b. H. [9])

[9]) Auf dieses Beispiel bezog sich die Fussnote [1]) (S. 341 d. Bd.)

Neuerungen auf dem Gebiete der Wellentelegraphie.

Von Ing. **Adolf Prasch,** Wien.

(Fortsetzung von S. 397 d. Bd.)

Das Radioskop von S. G. Brown.

Fig. 16 stellt ein Schema dieser für den Empfang wellentelegraphischer Nachrichten bestimmten Einrichtung, welche als Radioskop bezeichnet wurde, dar. Der Fritter besteht hier aus einer metallischen Spitze *z*, welche auf einer Stahscheibe *s* aufruht. Diese Scheibe ist mit einer Telephonmembran *m* fest verbunden, so dass sie deren Bewegungen folgen muss. Der Fritter ist nun in den Kreis *L*, *z*, *w*, *R*, *s*, *E* eingeschaltet; hierbei bedeutet: *L* den Luftdraht, *w* einen Widerstand, *R* die Windungen eines Relais und *E* die Erde. Das Telephon *T* dient zu Signalaufnahmen. Es ist im Nebenschlusse zu dem Widerstande *w* geschaltet und schliesst den Stromkreis der kleinen Lokalbatterie *b*, in dem sich auch der induktive Widerstand *l* befindet. Sobald der Fritter *z s m* durch Welleneinwirkung leitend wird, durchfliesst der Strom der Batterie *b* die Relaiswindungen und legt den Relaisanker um. Im Ruhezustand des Relais, bei dem der Anker an dem unteren Kontakt *c* anliegt, durchfliesst der Strom der zweiten Batterie *b'* den Widerstand *w*, den Selbstunterbrecher *S* und den Elektromagneten *e*. Der Selbstunterbrecher wird sonach dauernd in Wirkung erhalten und ist daher auch der Elektromagnet *e* dauernd von einem vibrierenden Strom durchflossen. Die hierdurch bedingte wechselnde Magnetisierung des Elektromagnetkernes ist jedoch, solange der Strom durch den Widerstand *w* hindurchgehen muss und geschwächt wird, zu gering, um die Membrane *m* in Schwingungen versetzen zu können. Legt sich jedoch der Relaisanker um, sobald der Fritter leitend wird, so wird der Widerstand *w* ausgeschaltet und der den Elektromagneten *e* durchfliessende Strom hinreichend kräftig, um die Membrane zum Schwingen anzuregen und so die Entfrittung herbeizuführen.

Durch das Anlegen des Relaisankers an den oberen Kontakt *c'* wird gleichzeitig der Stromkreis für die Batterie b^2 geschlossen und demnach auch der Anker des Elektromagneten *e'* angezogen, welcher den Stromkreis für die Batterie b^3 schliesst und so zum Ertönen des Weckers *W*, als Zeichen des Anrufes, Anlass gibt. Während der Aufnahme von Nachrichten wird der Elektromagnet *e'* abgeschaltet.

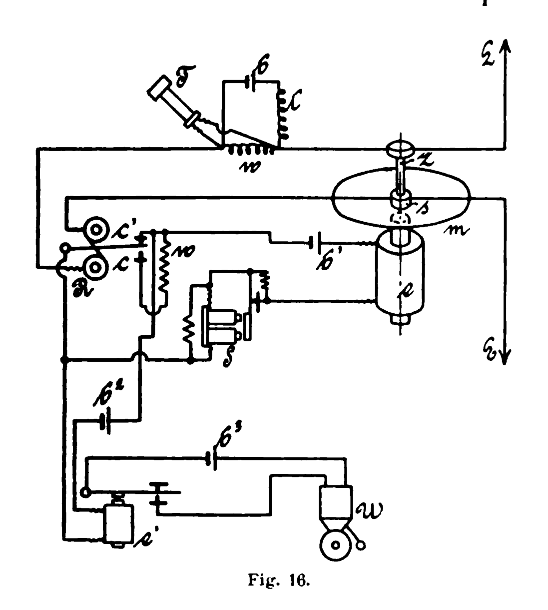


Fig. 16.

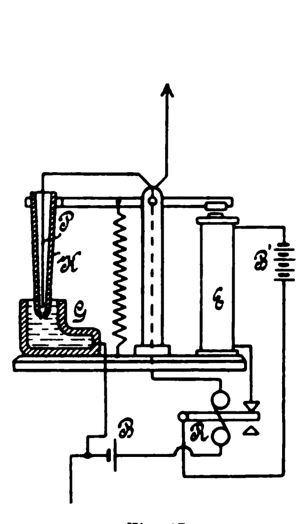


Fig. 17.

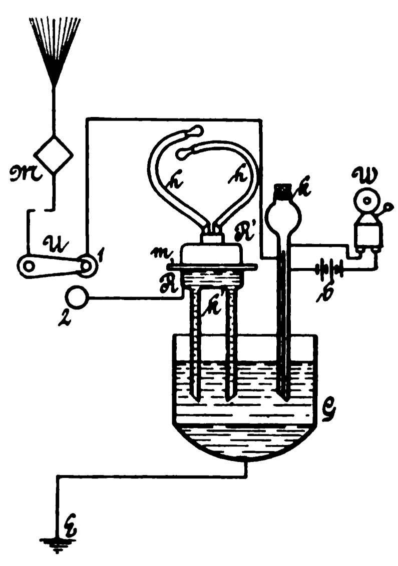


Fig. 18.

Der Wellenanzeiger von L. H. Walten.

Dieser Wellenanzeiger gründet sich auf die unter gewissen Bedingungen hervorgerufene Ueberwindung der Oberflächenspannung durch die Einwirkung elektrischer Wellen. *G* (Fig. 17) ist ein mit Quecksilber gefülltes Gefäss. Auf dem Quecksilber schwimmt eine Schicht Wasser. In dieses Gefäss ist nun die Kapillarröhre *K*, welche ein dünner Platindraht *P* bis nahezu zur unteren Oeffnung durchzieht, so eingesetzt, dass das Quecksilber, durch die Oberflächenspannung gehindert, nicht in das Innere der Röhre eindringen kann. Wird diese Einrichtung der Einwirkung von Hochfrequenzströmen ausgesetzt, so überwinden diese die Oberflächenspannung, das Quecksilber dringt in die Röhre ein und stellt Kontakt mit dem von der unteren Röhrenöffnung annähernd 0,05—0,1 mm entfernten Platindraht her. Durch Schluss dieses Kontaktes wird der Stromkreis der Batterie *B* geschlossen und hierdurch der Anker des Relais *R* angezogen und die Batterie *B'* zur Wirkung gebracht. Der über den Drehpunkt hinaus verlängerte Ankerhebel des Elektromagneten *E* trägt nun die Kapillarröhre, so dass diese bei Ankeranziehung aus der Flüssigkeit herausgehoben und der ursprüngliche nichtleitende Zustand wieder hergestellt wird. Der Anker kehrt in die Ruhelage zurück und die Kapillarröhre senkt sich neuerdings wieder nach abwärts.

Eine ähnliche Wirkung ist auch bei dem neuen Fritter von *Lodge* (s. D. p. J. 1904, **319**, S. 655) zu beobachten, nur mit dem Unterschied, dass hier die Oberflächenspannung eines dünnen Oelhäutchens durch die Einwirkung der elektrischen Wellen überwunden und dieses zum Reissen gebracht wird. Die Rückführung in den Urzustand erfolgt hierbei gleichfalls auf mechanischem Wege, und zwar dadurch, dass die eine Fritterelektrode in fortwährender drehender Bewegung erhalten wird.

Der Wellenanzeiger von Andrew Plecher

ist im wesentlichen ein Kapillarelektrometer und ist so eingerichtet, dass er gleichzeitig als Empfänger wirkt,

also die sonst erforderlichen Zwischeninstrumente ausschaltet. In Fig. 18 ist *M* eine durch einen Luftballon in Schwebe erhaltene Metallplatte, von welcher der Luftdraht zum Umschalter *U* führt.

Bei Stellung von *U* auf *1* ist das Kapillarelektrometer *k* eingeschaltet. Bei Stellung von *U* auf *2* gelangt der eigentliche Empfänger *k'* zur Wirkung, der ebenfalls aus einer Reihe von Elektrometern besteht. Sie werden aus Glasröhren gebildet, deren innerer Durchmesser etwas weniger als 1 mm beträgt. Die Kapillarkraft erhält nun einen Quecksilberfaden so in Schwebe, dass er nicht bis zum unteren Ende der Röhren reicht. Die unteren offenen Enden dieser Röhren tauchen in eine in dem Glasgefässe *G* befindliche Zyankaliumlösung, der vorteilhaft 1 v. H. Zyansilber und 10 v. H. Kalihydrat zugesetzt wird, so tief ein, dass diese Lösung bis zu den Quecksilberfäden reicht. Am Boden des Gefässes *G* befindet sich etwas Quecksilber, welches leitend mit der Erde *E* in Verbindung steht. Wird der Luftdraht bei Stellung von *U* auf *1* von elektrischen Wellen getroffen, so steigt bei jedem Wellenimpuls der Quecksilberfaden in *k* in die Höhe, um nach Beendigung der Einwirkung sofort wieder in die frühere Lage zurückzukehren. Durch das Aufsteigen des Quecksilberfadens schliesst sich nun jedesmal der Stromkreis der Batterie *b* und der Wecker *W* ertönt zum Zeichen, dass eine Korrespondenz angebahnt werden will. In diesem Falle wird *U* auf *2* gestellt, so dass nun, wie gesagt, das Elektrometer *k'* mit dem Luftdraht verbunden ist. Die Kapillarröhren dieses Elektrometers sind mit dem Glasgefäss *R* verbunden. Ueber *R* liegt, nach unten durch die elastische Membrane *m* abgeschlossen, die Luftkammer *R'*, von welcher zwei Hörschläuche *h h* abgehen. Der untere Teil von *R* ist mit Quecksilber gefüllt, das mit den Quecksilberfäden der Kapillarröhren in Verbindung steht. Gehen nun die im Luftdraht durch Wellenimpulse induzierenden Hochfrequenzströme durch *k'*, so bewirken sie ein Auf- und Absteigen der Quecksilberfäden. Diese Bewegungen werden auf das in *R* befindliche Quecksilber und durch die Membrane *m* auf die Luft in *R'* übertragen und durch die beiden Hörschläuche als deutlich auftretende Geräusche vernehmbar.

Die de Forestschen Einrichtungen zur drahtlosen Telegraphie in England. Zwischen *Howth* in Irland und *Holyhead* in England wurde auf eine Entfernung von annähernd 120 km eine wellentelegraphische Verbindung nach dem Systeme von *de Forest* eingerichtet. Bei der in Fig. 19 dargestellten Sendereinrichtung wird die mit *W* bezeichnete Wechselstrommaschine und die Erreger-

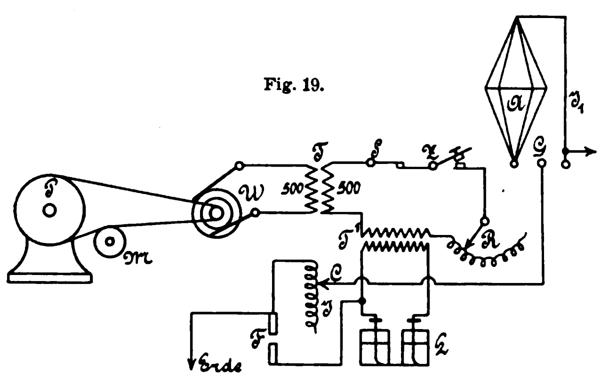


Fig. 19.

maschine *M* von einem dreipferdigen Petroleummotor *P* angetrieben. Der bei 50 Wechseln in der Sekunde erzeugte Strom von 500 Volt, geht durch die Primäre des Transformators *T*. Die Sekundäre hat die gleiche Anzahl Windungen wie die Primäre und fliesst daher in dem Sekundärkreise gleichfalls ein Strom von 500 Volt Spannung. Der erwähnte Transformator bezweckt nur eine schädliche Rückwirkung aus dem eigentlichen Sendekreise auf die Wechselstrommaschine zu verhüten. Der von der Sekundären ausgehende Strom geht vorerst über den Ausschalter *S* zu Taste *Z* und über *R* und die Primäre des Transformators T^1 zur Sekundären von *T* zurück. Die Taste *Z* ist auf einem Kasten montiert. Aus letzterem ragt ein Hebel hervor, welcher beim Niederdrücken der Taste die Unterbrechung im Inneren des Kastens bewirkt. Bei Anwendung einer Stromstärke bis 6 Ampere ist der Kasten nur mit Luft gefüllt, über diese Stromstärke hinaus erfolgt hingegen die Unterbrechung unter Oel. *R*, vom Erfinder Reaktanzregulator genannt, hat den Zweck, durch Einschaltung von Windungen die Bildung eines Lichtbogens in der Funkenstrecke *F* zu verhindern. Durch den Transformator T^1 wird die Spannung für den eigentlichen Sendekreis auf 20 000 Volt erhöht.

Nach *de Forest* soll es nicht gleichgültig sein, in welcher Ordnung die Leydenerflaschen *L* aufgestellt werden. Die günstigste Anordnung der kreisförmigen Aufstellung lässt sich praktisch aber nur schwer durchführen, und daher hat *Forest* im vorliegenden Falle die verwendeten zwölf Flaschen in zwei Reihen zu je drei aufgestellt, diese zu je sechs hintereinander und die so gebildeten zwei Hälften parallel geschaltet. Die Gesamtkapazität betrug sodann 0,006 Mikrofarad. Die Elektroden der Funkenstrecke *F* bestehen aus nickelplatierten Messingstäben von 12 mm Durchmesser. Die Länge der Funkenstrecke beträgt normal 18 mm, lässt sich aber selbstverständlich nach Bedarf verändern. Die aus vier Windungen von nickelplatiertem Kupferrohr von 6 mm Durchmesser bestehende Spirale J_1 mit einem Spiralendurchmesser von 450 mm dient der Regulierung der Selbstinduktion im Sendekreise, was mittels des beweglichen Kontaktes *C* erfolgt. Bei der angewendeten hohen Frequenz hat schon eine sehr kleine Verschiebung eine bedeutende Wirkung. Bei *G* befinden sich zwei kleine Funkenstrecken von je 0,8 mm Länge. Die mittlere Funkenkugel ist mit *C* und den Leydenerflaschen *L*, die linke mit dem vierfachen Luftdrahte *A* und die rechte mit dem einfachen Luftdrahte J_1 verbunden. Dementsprechend sind für die Sendung, wie sich aus Fig. 19 und 21 ergibt, alle fünf Luftdrähte parallel geschaltet. Beim Empfang befinden sich hingegen nur vier Drähte in Parallelschaltung, während der fünfte Draht mit diesen in Serie verbunden ist. Bei der Sendung werden diese Funken-

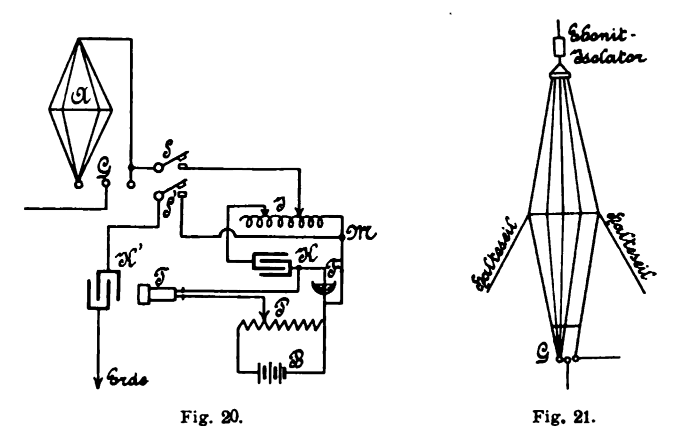


Fig. 20. Fig. 21.

strecken mit Leichtigkeit überwunden, beim Empfange hingegen wirken sie isolierend. Die Empfangseinrichtung (Fig. 20) besteht aus der veränderlichen Selbstinduktion *J*, dem Wellenanzeiger (Responder) *F*, der veränderlichen Kapazität *K*, dem Potentiometer *P*, dem Telephon *T* und der unveränderlichen Kapazität *K'*, die in der gezeichneten Weise miteinander verbunden sind. Der Schalter *S* dient dazu, die Empfangseinrichtung während der Sendung von den Luftdrähten abzuschalten. Ist dieser Schalter auf Empfang gestellt, so gehen die einlangenden Wellen über

A, *S*, *J* und *K* zum Responder *F* und dann über *M K'* zur Erde. Hierdurch wird der Responder angeregt, so dass die Zeichen im Telephon *T* hörbar werden. Die Kapazität *K* und die Selbstinduktion *J* dienen dazu, das System so einzustellen, dass es die kräftigste Wirkung gibt, also dass der Empfangskreis in bezug auf seine Eigenschwingungsperiode in möglichste Uebereinstimmung mit den einlangenden Wellen gebracht wird.

Die in Fig. 21 gesondert dargestellten Luftdrähte haben etwa eine Höhe von 60 m und befinden sich in vorliegendem Falle mit ihrer obersten Spitze etwas über 180 m über dem Meeresspiegel. In der halben Höhe sind diese Drähte auf je 3 m auseinander gespreizt. Am oberen Ende sind alle fünf Drähte, am unteren Ende hingegen nur vier Drähte metallisch miteinander verbunden. Das verwendete Material ist verzinnter Kupferdraht. Als Hauptvorteil dieses Systems wird angegeben, dass, so lange die Frequenz des Geberfunkens praktisch konstant erhalten wird, keine Nachregulierung erforderlich ist, so dass auch minder geübte Beamte mit diesem System arbeiten können. Wenn auch dieses System zu den abgestimmten Systemen gehört, indem im Fernsprecher die von der Sendestation herrührenden Impulse, sehr scharf von den aus anderen Ursachen herrührenden Geräuschen unterschieden werden können, so strebt *de Forest* dennoch eine absolute Abstimmung nicht an, da er der Ansicht ist, dass eine solche derzeit überhaupt noch nicht möglich ist.

Die bei den Probeversuchen erreichte Geschwindigkeit betrug 20 bis 30 Worte in der Minute, wobei beliebige, nicht bereits vorher ausgewählte Telegramme zur Absendung gelangten. Die Aufnahme erwies sich als vollkommen regelmässig.

Diese auffallend grosse Telegraphiergeschwindigkeit ist nur dem äusserst empfindlichen selbstregenerierenden Wellenanzeiger zu danken, dessen Ausgestaltung bereits beschrieben wurde. [1])

An Stelle des Telephons kann bei der erwähnten Einrichtung an den Luftdraht eine von *Nevil Maskelyne* erdachte Empfangseinrichtung gelegt werden, welche die Verwendung eines Fernschreibers oder Klopfers gestattet. Auch die mit dieser Einrichtung erzielten Ergebnisse waren gute. Nähere Angaben über diese Einrichtung können hier jedoch noch nicht gebracht werden, weil das betreffende Patent noch nicht erteilt ist.

Neue Senderanordnungen von Fleming und Marconi. Diese Anordnungen sind in Fig. 22 für die Uebertragung der Schwingungen auf einen und in Fig. 23 auf zwei Luftdrähte schematisch dargestellt. Es gelangen hier zwei Kondensatoren zur Anwendung, von denen einer als wirksamer, der andere als hemmender Kondensator bezeichnet wird.

In beiden Figuren stellt *D* die speisende Wechselstromdynamo dar, deren Ströme die Primärwindungen des Transformators *T* durchlaufen. L_1 und L_2 sind regulierbare Selbstinduktionen, welche durch die Tasten t_1 und t_2 kurz geschlossen werden können. Der Sekundärkreis des Transformators umfasst die Funkenstrecke *f* und die beiden zu dieser symmetrisch angeordneten Kondensatoren K_1 und K_2. Es soll zwar mit einem Kondensator gearbeitet werden können, indessen scheint es wünschens-

Fig. 22.

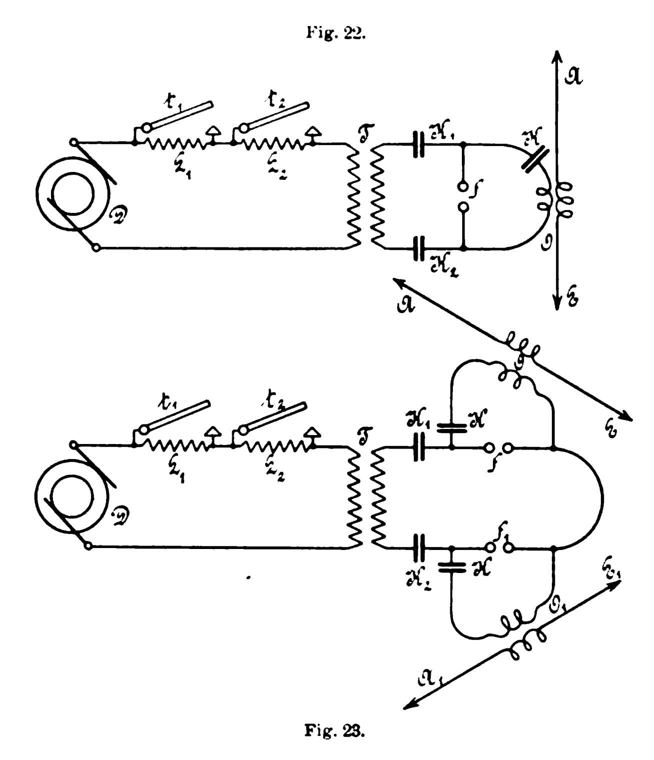


Fig. 23.

wert, deren zwei zu gebrauchen, von welchen jeder die doppelte Kapazität des wirksamen Kondensators *K* haben kann. Dieser wirksame Kondensator ist ebenso wie die Primäre des Schwingungstransformators *O* in Abzweigung zur Funkenstrecke geschaltet. Werden (Fig. 23) zwei Funkenstrecken verwendet, so sind sie in Serie zu den Kondensatoren K_1 und K_2 geschaltet. In Abzweigung zu jeder dieser Funkenstrecken $f f_1$ findet sich sodann je ein wirksamer Kondensator in Verbindung mit der Primären des Wellentransformators *O*. Zwei Luftdrähte *A* und A_1, mit den Sekundären der Schwingungstransformatoren verbunden und geerdet, schliessen das System ab.

Neue Gesichtspunkte weisen diese Anordnungen nicht auf. Sie können nur als eine unwesentliche Abänderung der bereits früher (s. D. p. J. 1904, Bd. **319**, S. 395) beschriebenen Anordnungen der gleichen Erfinder angesehen werden.

Inwiefern diese Anordnungen eine patentfähige Neuerung darstellen sollen, lässt sich schwer ersehen, da Aehnliches bereits von *Tesla* und auch von anderen viel früher angegeben wurde. Möglicherweise bezieht sich die Patentfähigkeit nur auf die Anordnung von Selbstinduktionen im Primärkreise, die kurz geschlossen werden können, und die Einschaltung eines Kondensators in Abzweigung zur Funkenstrecke. Die Einschaltung von Selbstinduktionen, die kurz geschlossen werden, findet sich aber auch in der folgenden Einrichtung von *Sylvanus Thompson*. (Fortsetzung folgt.)

[1]) D. p. J. S. 90 d. Bd.

Kryptol, ein neuer elektrischer Heizwiderstand.

Von Dr. **Arthur Wiesler.**

Die Benutzung des elektrischen Stromes für Koch-, Heiz- und Schmelzapparate ist in neuerer Zeit in den Vordergrund des Interesses gerückt worden, besonders seitdem *Moissan* im Jahre 1892 durch den Bau seines elektrischen Ofens gezeigt hat, dass es möglich ist, durch Ausnützung der Wärme des elektrischen Flammenbogens Temperaturen von 3500° zu erreichen.

Die elektrische Erhitzung kann entweder derart er-

folgen, dass der elektrische Strom an geeigneter Stelle unterbrochen wird und einen Lichtflammenbogen bildet, oder dass der Strom durch einen Leiter geführt wird, welcher seinem Durchgang einen Widerstand entgegensetzt. Man unterscheidet danach Flammenbogenöfen und Widerstandsöfen. Mit den Flammenbogenöfen ist man imstande, die höchsten Wärmegrade hervorzubringen und auf einen kleinen Raum zu konzentrieren, ohne aber die erhaltene hohe Temperatur innerhalb gewisser Grenzen je nach Bedürfnis ändern zu können. Dieser Nachteil haftet den Widerstandsöfen nicht an, man kann sie vielmehr durch Regelung des Widerstandes auf beliebig hohe Temperaturen erhitzen. Da man bisher bei den Widerstandsöfen mit Metallwiderstand hauptsächlich Platin und Nickel benutzt hat, so konnte man nur diejenigen Temperaturen erreichen, welche unter dem Schmelzpunkt des betreffenden Metallwiderstandes liegen, also im allgemeinen 1700 °C. Die Anordnung geschah derart, dass man den zu erhitzenden Körper mit einer Isolierschicht umgab, in welche man das

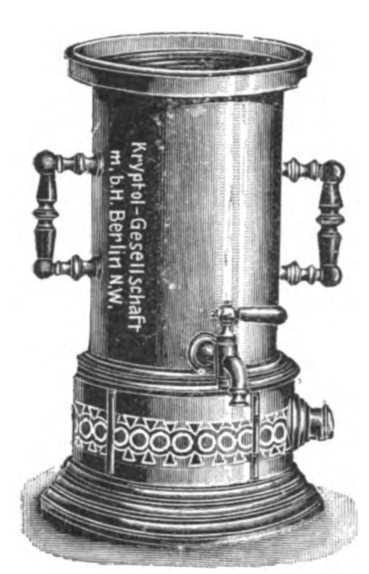


Fig. 1. Wassererhitzer.

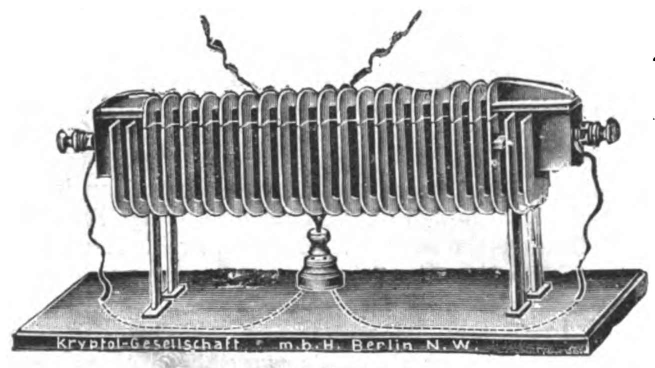


Fig. 2. Zimmerheizofen.

betreffende Metall in Form von Draht, Folie oder Blech einbettete. Besonders die Firma *Heraeus* in Hanau hat eine Reihe von derartigen Laboratoriumsöfen auf den Markt gebracht. Für sehr hohe Temperaturen und besonders für die Zwecke der Industrie reichten diese Widerstandsöfen, bei welchen man das teuere Edelmetall Platin oder Nickel benutzte, nicht aus. Man suchte nun den metallischen Widerstand durch einen nichtmetallischen zu ersetzen und wählte dazu die Kohle. Doch erst, nachdem man die Kohle mit entsprechenden Zusätzen versehen und einer besonderen Behandlung unterworfen hatte, konnte sie erfolgreich als Heizwiderstand benutzt werden. Diese Widerstandsmasse, welche aus Graphit, Karborundum und Ton besteht, erhielt den Phantasienamen „Kryptol" und wird von der *Kryptol-Gesellschaft m. b. H.* in Berlin, welcher das ganze Verfahren durch Patente geschützt wurde, in den Handel gebracht.

Das Kryptol ist eine körnige Masse, welche um das Schmelzgefäss aus Schamotte oder Porzellan lose aufgeschichtet wird und in dauernder Berührung mit dem Schmelzgefäss und den Elektroden des elektrischen Stromes bleibt. Die Handhabung mit dem Kryptol gestaltet sich sehr einfach. Benutzt man eine Schamotteplatte oder eine emaillierte Eisenplatte, auf der an beiden Enden zwei Kohleelektroden aufgelagert sind, verbindet dieselben mit einer Elektrizitätsquelle und streut zwischen die Elektroden eine zusammenhängende Schicht von Kryptol, so wird dadurch der Strom geschlossen, und es entwickelt sich in kurzer Zeit eine erhebliche Menge von Wärme, die sich durch kleine, hin- und hergehende Lichtbogen kundgibt. Stellt man ein Kochgeschirr auf die Kryptolmasse, so wird es in zehn Minuten zum Kochen gebracht. Die Temperatur lässt sich durch Aenderung der Stromstärke und der Menge des aufgeschichteten Kryptols regeln. Wenn man eine Stelle eines Apparates stärker erhitzen will als die andere, so geschieht dies dadurch, dass man dort eine dünnere Kryptolschicht auflegt, wodurch der Querschnitt des Widerstandes verringert und dieser selbst vergrössert wird. Die nach diesem System angefertigten Haushaltungsgerätschaften, z. B. Wassererhitzer (Fig. 1), Zimmerheizofen (Fig. 2), Bügeleisen (Fig. 3), Kaffeeröster (Fig. 4), haben sich gut bewährt.

Auch in der Industrie hat das Kryptolverfahren mannigfache Anwendung gefunden, z. B. zum Heizen von Muffelöfen (Fig. 5). Die Kohleelektroden sind zu beiden Seiten des flachen Bodens der Schamottemuffel angebracht und das Kryptol wird über die Wölbung der Muffel lose aufgestreut. Der Strom nimmt seinen Weg von der Elektrode um die Muffel herum und erhitzt sie auf die höchste Temperatur, welche die Schamotte gestattet. Bei dem Tiegelofen (Fig. 6) wird der Tiegel oben und unten mit einem Elektrodenring versehen, in eine Kasette eingesetzt, die Zwischenräume zwischen Kasette und Tiegel werden mit Kryptolmasse angefüllt und die Elektrodenringe mit dem Strom verbunden. Der Strom nimmt seinen Weg von dem einen Elektrodenring an der Wand des Ofens zum zweiten Elektrodenring und bringt so den Tiegel zur Glut. Die kleinen Kryptoltiegelöfen (Fig. 6) haben einen Stromverbrauch von (500—3000 Watt) je nach der Höhe der Temperatur, welche sich bis über 1800 ° C. steigern lässt. Dabei ist die Einschaltung eines Vorschaltwiderstandes zu empfehlen. Die grösseren Kryptoltiegelöfen haben einen Stromverbrauch von etwa 1200—4500 Watt.

Bei den Röhrenöfen wird ein *Marquardt*sches Porzellanrohr in hufeisenförmige Elektroden eingelagert und der

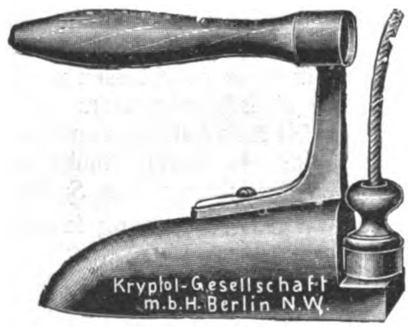


Fig. 3. Bügeleisen.

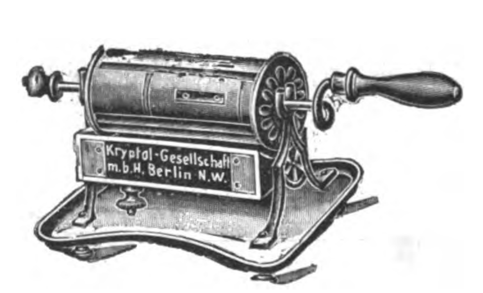


Fig. 4. Kaffeeröster.

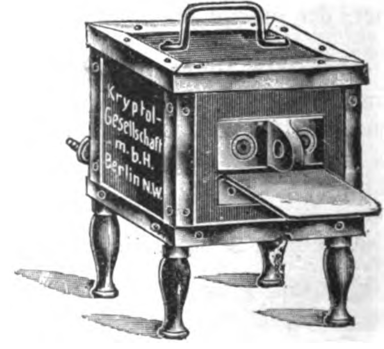
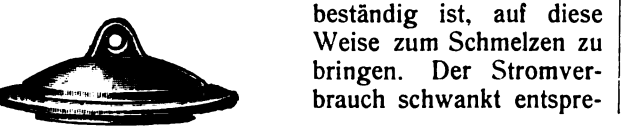


Fig. 5. Muffelofen.

Raum dazwischen mit Kryptol angefüllt. Es ist gelungen, die *Marquardt*sche Masse, welche ausserordentlich feuerbeständig ist, auf diese Weise zum Schmelzen zu bringen. Der Stromverbrauch schwankt entsprechend dem Durchmesser des Rohres und der Temperatur, die man erzielen will, zwischen 2000 und 8000 Watt.

Grosse Bedeutung gewinnt auch die Kryptolheizung für die Laboratorien. Es ist gelungen, den Verbrennungsofen, mit welchem der Chemiker die organischen Elementaranalysen auszuführen hat, mit Kryptol auf die



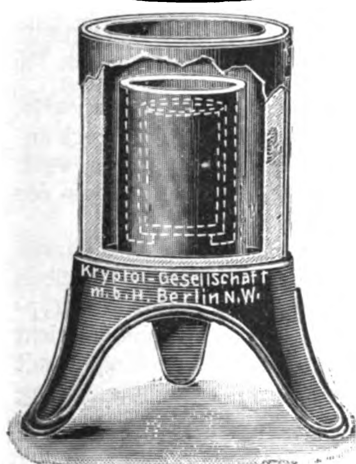


Fig. 6. Tiegelofen.

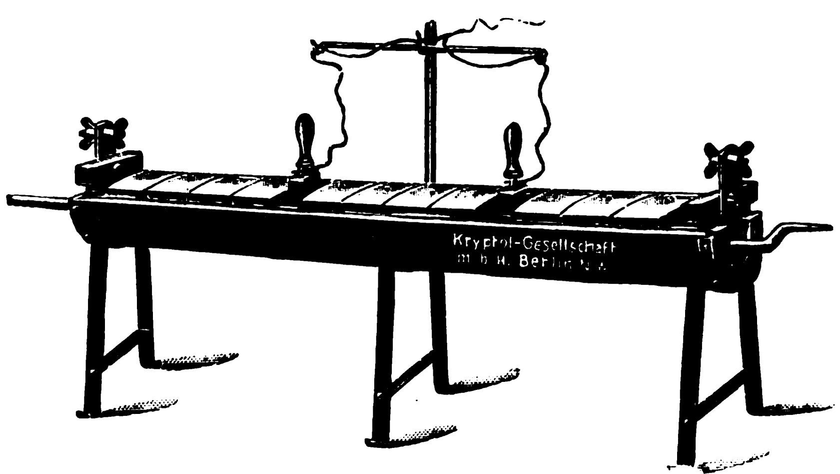


Fig. 7. Kryptol-Verbrennungsofen.

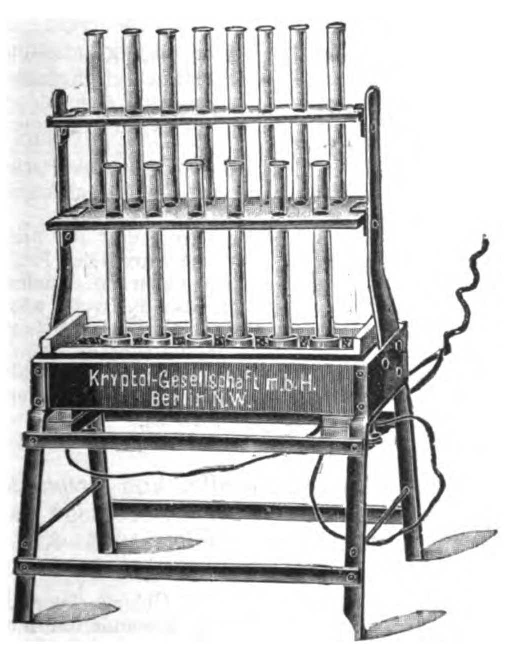


Fig. 8. Kryptolkocher.

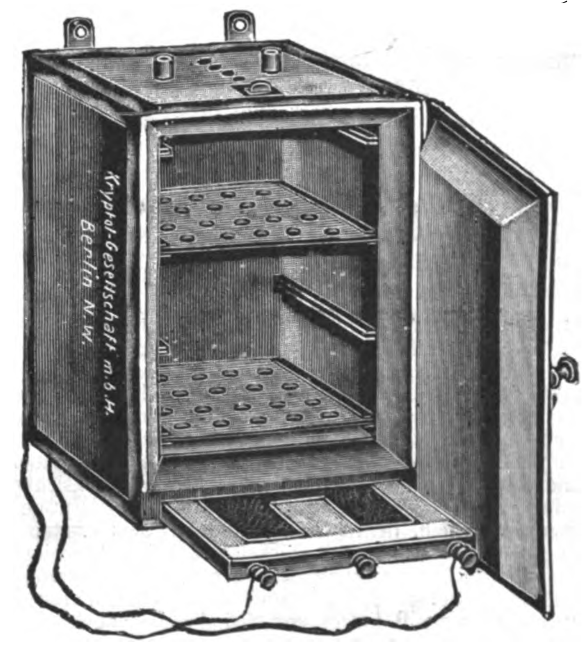


Fig. 11. Krytol-Trockenschrank.

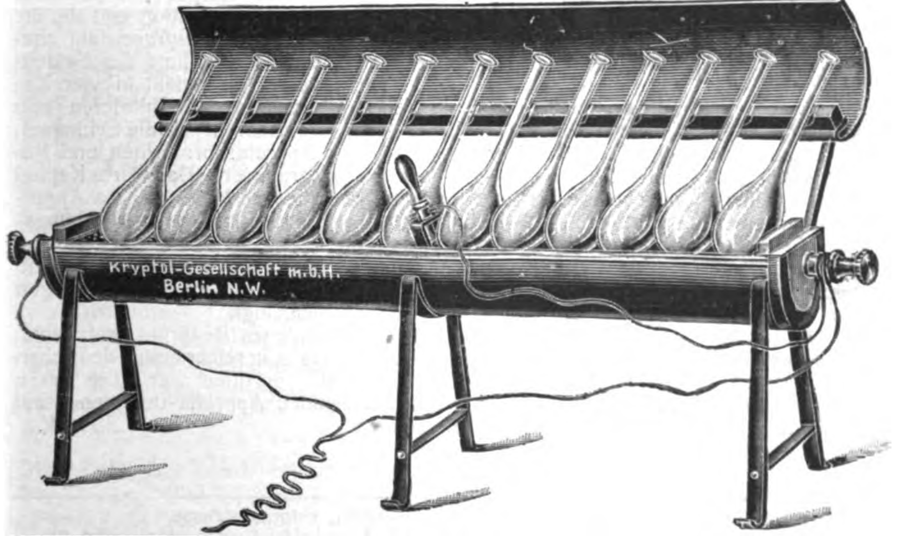


Fig. 9. Kryptolkocher.



Fig. 10. Kryptolheizer für Kochflaschen.

für die Verbrennung notwendige Temperatur zu bringen.

Der Ofen (Fig. 7) besteht aus einer Eisenrinne, ausgefüllt mit Schamotte als Isolationsmittel, in welche die Verbrennungsröhre eingebettet ist. Die Schamotterinne wird mit Kryptol angefüllt und durch die an den beiden Enden befindlichen Elektroden mit dem elektrischen Strom verbunden. Um nun jeden Teil des Rohres beliebig hoch zu erhitzen, wie es der Gang der organischen Elementaranalyse erfordert, braucht man nur die beiden durch ein Kupferkabel verbundenen Einsteckklammern in die Kryptolmasse einzuführen. Der Strom geht dann von der einen Elektrode bis zur Einsteckklammer, durch das Kupferkabel zur zweiten Einsteckklammer und von da zur zweiten Elektrode zurück, so dass dann der zwischen den beiden Einsteckklammern befindliche Teil des Glasrohres von der Erhitzung total ausgeschaltet ist. Ferner kann man die Temperatur des Verbrennungsrohres durch Zuschütten oder Abnehmen von Kryptol und durch Aenderung der Stromstärke beliebig regeln. Eine Verbrennung erfordert einen Stromaufwand von etwa $2^1/_2$ Kilowattstunden.

Bei dem Kryptolkocher (Fig. 8) ist die Anordnung derart, dass in die Rinne kleine Porzellanbecher eingesetzt sind, in welchen die Reagenzgläschen ruhen. Die ganze Rinne ist mit Kryptolmasse angefüllt. In ähnlicher Weise wird die Kryptolheizung bei der Stickstoffbestimmung nach *Kjeldahl* (Fig. 9) verwendet.

Der Kryptolheizer für Kochflaschen (Fig. 10), der die Stelle eines Wasserbades vertreten soll, enthält zwei konzentrische Zylinder, deren Zwischenraum lose mit Kryptol .angefüllt ist, der innere Hohlraum dient zur Aufnahme der zu erwärmenden Gefässe. Der Stromverbrauch beträgt 600—15000 Watt.

Der Kryptoltrockenschrank (Fig. 11) enthält eine Platte, welche mit Kryptol bestreut wird und durch zwei seitlich angebrachte Elektroden mit der Stromquelle verbunden wird. Der Stromverbrauch beträgt entsprechend der Grösse des Trockenschrankes 500—2500 Watt.

Man ist imstande, mit der Kryptolmasse Temperaturen bis 3000 ° C. zu erreichen, da alle Bestandteile derselben so hohe Hitzegrade vertragen. Ferner gewährt das Kryptol den Vorteil, dass die damit beschickten Apparate nicht dauernd die Elektrizität beanspruchen, da das Kryptol mit Rücksicht auf seine nicht metallische Zusammenstellung ein schlechter Wärmeleiter ist.

Bücherschau.

Patentgesetz vom 7. April 1891. Nebst Ausführungsbestimmungen, völkerrechtlichen Verträgen und der Patentanwaltsordnung, unter eingehender Berücksichtigung der Rechtsprechung des Reichsgerichts und der Praxis des Patentamtes. Erläutert von Professor Dr. jur. *R. Stephan*, Geh. Regierungsrat, Abteilungs - Vorsitzender im Kaiserl. Patentamt. Sechste vermehrte Auflage. Berlin, 1904. J. Guttentag, G. m. b. H. Klein 8 °, 270 Seiten.

Vorliegender kleiner Kommentar zum Patentgesetz ist nun schon in sechster Auflage erschienen. Die Unterschiede gegenüber der fünften Auflage sind hauptsächlich darin begründet, dass das Gesetz bezüglich des Schutzes der Gebrauchsmuster, sowie dasjenige betreffend das Urheberrecht an Mustern und Modellen nicht mehr mit aufgenommen worden sind. Das Buch behandelt somit nur noch das eigentliche Patentrecht. Seit dem Erscheinen der letzten Auflage ist der Umfang des hier zu berücksichtigenden Stoffes erheblich gewachsen. Es mussten die Verträge mit hineingezogen werden, denen Deutschland seit dem 1. Mai 1903 beigetreten ist, oder die es mit Rücksicht auf den Anschluss an die Internationale Uebereinkunft zum Schutze des gewerblichen Eigentums neu umgestaltet hat. Auch die inzwischen erlassenen Gesetze bezüglich des Schutzes von Erfindungen auf Ausstellungen, sowie betreffend die Patentanwälte waren zu berücksichtigen.

Leider sind indessen die neuen Gesetze und Verträge ganz ohne Kommentar geblieben, obschon sie, namentlich der sogen. Unionsvertrag, einen wesentlichen Bestandteil des gegenwärtigen Patentrechtes bilden. Auch ist der Unionsvertrag nicht in der amtlich im Reichsgesetzblatt (1903, Seite 148) veröffentlichten Fassung, sondern in dem Wortlaute einer privaten Uebersetzung aus dem französischen Urtext abgedruckt.

Der Inhalt des eigentlichen Kommentars enthält sich aller weitläufiger theoretischer Auseinandersetzungen und gibt lediglich eine Zusammenfassung aus den wichtigsten hierher gehörigen Entscheidungen des Patentamtes und der Gerichte. Es ist hierbei zu berücksichtigen, dass der Verfasser Abteilungsvorsitzender des Kaiserlichen Patentamtes ist und daher durchgängig die in dieser Behörde herrschenden Anschauungen wiedergibt, die freilich durchaus nicht allgemeine Billigung seitens der gewerblichen Kreise wie seitens der juristischen Schriftsteller oder selbst der Gerichte gefunden haben.

Ueberdies kann man auch da, wo der Verfasser gelegentlich einmal seine eigene Ansicht äussert, nicht immer mit dieser einverstanden sein. So z. B. ist zu bezweifeln, dass der gesetzliche Schutz für eine Erfindung vom Tage der Bekanntmachung an bis auf den Tag der Anmeldung *rückwirkende* Kraft gewinnt und dass damit die Dauer des Patentes tatsächlich fünfzehn Jahre betrage. Auch dass es gesetzlich zulässig sei, Anmeldungen von Patenten statt schriftlich, zu Protokoll entgegen zu nehmen (Seite 80), darf bezweifelt werden. Dass die verzögerte Zahlung der Anmeldegebühr die Nichteinleitung des Anmeldeverfahrens zur Folge habe (Seite 85), steht sogar mit der tatsächlichen Praxis in Widerspruch.

Immerhin kann der vorliegende Kommentar für denjenigen, der sich nur im allgemeinen über die Praxis des Patentamtes unterrichten will, trotz dieser Ausstellungen im einzelnen wohl empfohlen werden, namentlich auch deshalb, weil, wie bereits bemerkt, der Verfasser als langjähriges Mitglied des Kaiserlichen Patentamtes mitten aus der Praxis heraus schreibt. Leider wird eine spätere Auflage allerdings von anderer Seite bearbeitet werden müssen, da *Stephan* kurz nach der Vollendung dieser letzten Auflage seines Werkes gestorben ist.

Rauter.

Die Appretur der Baumwollenstoffe. Von *Joseph Dépierre*. Zweite, vermehrte und verbesserte Auflage nach der dritten französischen Auflage. Wien, 1905. Karl Gerold & Sohn.

Die vorliegende Arbeit des auf dem Gebiete der praktischen und theoretischen Appretur durchaus bewanderten Verfassers bringt in erschöpfender Weise alle diejenigen Winke und Anleitungen, die für die Ausbildung eines Appreteurs erforderlich sind. Im ersten Teil wird das Allgemeine über Appretur und über die hierbei zur Anwendung kommenden Körper und Maschinen behandelt. Neu ist dieser Auflage die Mercerisation und die ihr verwandten Verfahren *Bosselés*, *Creponnage*, *Gaufrage* (auf chemischem Wege) hinzugefügt, sowie die Herstellung des Seidenglanzes mit feinen Riffeln. Der zweite Teil zerfällt in vier Kapiteln und behandelt in den drei ersteren das Chlorieren und Bläuen, die verschiedenen Appreturverfahren und die Schimmelpilzbildungen. Zur Ergänzung der Appreturvorschriften und Rezepte dienen 112 Stoff- und 16 Papiermuster. Das vierte Kapitel bildet einen Anhang und gibt verschiedene Mittel an, die Appretur zu prüfen, ferner enthält es einige analytische Untersuchungsverfahren für appretierte Gewebe.

Die Darstellung ist überall klar und verständlich, sowie lichtvoll für jedermann gehalten, den Maschinenbeschreibungen sind gut ausgeführte Abbildungen beigefügt.

Dass das Werk einem vorhandenen Bedürfnis entspricht, wird durch die Tatsache bestätigt, dass es in seiner ersten deutschen Auflage seit längerer Zeit gänzlich vergriffen war. Das Werk kann allen Fachleuten und angehenden Appretur-Beflissenen auf das wärmste empfohlen werden. *Fr. K.*

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

86. Jahrg., Bd. 320, Heft 27. **Berlin, 8. Juli 1905.**

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Beitrag zur Berechnung der Eintrittsgrössen einer Wasserturbine.

Von Dipl.-Ing. **Fritz Neumann**, Darmstadt.

Aus der allgemeinen Arbeitsgleichung, deren Entwicklung hier fortgelassen werden soll, folgte die Beziehung

$$u_1 w_1 \cos \delta_1 - u_2 w_2 \cos \delta_2 = \varepsilon g H_n \quad . \quad . \quad 1)$$

Die Bezeichnung der Geschwindigkeits- und Winkelgrössen sind aus den Diagrammen für Ein- und Austritt (Fig. 1 und 2) zu entnehmen.

H_n bezeichne das Nettogefälle, d. h. Differenz zwischen Ober- und Unterwasserspiegel direkt an der Turbine gemessen.

Q sei die gesamte zu verarbeitende Wassermenge, ε der hydraulische Wirkungsgrad der Turbine.

Aus bekannten Gründen werde das Austrittsdiagramm für eine Wassermenge von $^7/_8\ Q$ bestimmt und sei für diese Wassermenge die absolute Austrittsgeschwindigkeit w_2 senkrecht u_2. Bei dieser Annahme wird, da $\delta_2 = 90^0$, das Glied $u_2 w_2 \cos \delta_2 = 0$, so dass Gleichung 1) die einfache Form erhält

$$u_1 w_1 \cos \delta_1 = \varepsilon g H_n \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 2)$$

Zur Bestimmung der Grössen des Eintrittsdiagrammes werde die ganze Wassermenge Q in Rechnung gezogen. Streng genommen gilt nun Gleichung 2) nur für $^7/_8\ Q$, weil ja nur für diese Wassermenge das Glied $u_2 w_2 \cos \delta_2$ verschwindet. Die Gleichung 2) soll nun in ihrer einfachen Form auch für eine Wassermenge von Q verwendet werden unter Vernachlässigung des Gliedes $u_2 w_2 \cos \delta_2$, das, da δ_2 annähernd 90^0, nur einen sehr kleinen Wert annimmt.

Ableitung der Gleichungen zur Bestimmung der Umfangsgeschwindigkeit u_1.

Gleichung 2) werde nach $\cos \delta_1$ aufgelöst.

$$\cos \delta_1 = \frac{\varepsilon g H_n}{u_1 w_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 3)$$

Aus Fig. 3, welche das Diagramm eines sogenannten Langsamläufer ($\beta_1 < 90^0$) darstellt, folgt

$$\cos \delta_1 = \frac{a e}{w_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 4)$$

Aus der Gleichsetzung von Gleichung 3) und 4) ergibt sich

$$a e = \frac{\varepsilon g H_n}{u_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 5)$$

Ferner ist:

$$e b = \frac{v}{\operatorname{tg} \beta_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 6)$$

Fig. 1.

Fig. 2.

Fig. 3.

Fig. 4.

Dieselben Gleichungen kann man natürlich auch Fig. 4 entnehmen, welche das Diagramm eines Schnelläufers ($\beta > 90^0$) darstellt. In Gleichung 6) ist v die Vertikalkomponente der relativen Geschwindigkeit v_1. Wenn einmal der Laufraddurchmesser D_1 und die Laufradhöhe b_1 festgelegt ist, so wird für jeden Winkel β_1 die Vertikalkomponente von v_1 stets dieselbe Grösse haben.

Aus Fig. 3 ist ferner zu entnehmen:

$$u_1 = a e - e b \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 7)$$

Die Grössen von $a e$ und $b e$ aus Gleichung 5) und 6) eingesetzt, so ergibt sich für die Umfangsgeschwindigkeit die Gleichung

$$u_1 = -\frac{v}{2 \operatorname{tg} \beta_1} \underset{(-)}{+} \sqrt{\left(\frac{v}{2 \operatorname{tg} \beta_1}\right)^2 + \varepsilon g H_n} \quad . \quad . \quad 8)$$

Für $\beta_1 = 90^0$ erhält man

$$u_{1 90^0} = \sqrt{\varepsilon g H_n} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 9)$$

Für v kann auch in Gleichung 8) eine Winkelfunktion von δ_1 eingeführt werden. Es ist in Fig. 3 oder 4

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{v \cdot u_1}{\varepsilon H g_n} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 10)$$

oder

$$v = \operatorname{tg} \delta_1 \cdot \frac{\varepsilon g H_n}{u_1} \quad . \quad . \quad 11)$$

Der Wert für v in Gleichung 8) eingesetzt, so erhält man die bekannte Beziehung

$$u_1 = \sqrt{\varepsilon g H_n \cdot \left(1 - \frac{\operatorname{tg} \delta_1}{\operatorname{tg} \beta_1}\right)} \quad . \; . \; . \quad 12)$$

Aus Gleichung 2) ergibt sich eine Beziehung für w_1

$$w_1 = \frac{\varepsilon g H_n}{u_1 \cos \delta_1} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 13)$$

Ferner aus Fig. 3 oder Fig. 4

$$w_1 = \sqrt{v^2 + \left(\frac{\varepsilon g H_n}{u_1}\right)^2} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad 14)$$

Wenn nun u_1 noch nicht ermittelt ist, so berechnet sich w_1 aus Gleichung 12) und 13) zu

$$w_1 = \sqrt{\frac{\varepsilon g H_n \cdot (1 + \operatorname{tg} \delta_1)}{1 - \frac{\operatorname{tg} \delta_1}{\operatorname{tg} \beta_1}}} \quad . \; . \; . \quad 15)$$

Nach den meisten Turbinentheorien (s. auch „Hütte" 1902, S. 784 u. ff.) bestimmt man nun aus Gleichung 12) und 13) oder 15)[1]) das Eintrittsdiagramm und die Grössenverhältnisse am Laufradeintritt und war der Gang der Rechnung kurz folgender:

Annahme des Winkels β_1 und δ_1 und Berechnung von u_1 aus Gleichung 12). Nach Festlegung des Laufraddurchmessers D_1, Annahme der Leitschaufelzahl z_0. Teilung der Leitschaufel sei t_0. Berechnung der Leitschaufelweite a_0 aus der Beziehung

$$a_0 + s_0 = t_0 \sin \delta_1 \quad . \; . \; . \; . \quad 16)$$

worin s_0 die Stärke der Leitschaufel an ihrem Ende bedeutet.

Ermittlung von w_1 aus Gleichung 13) oder 14) oder 15). Berechnung der Leitradhöhe b_0 aus der Gleichung

$$b_0 = \frac{Q}{a_0 \cdot z_0 \cdot w_1} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad 17)$$

Nun wird in den meisten Fällen b_0 nicht eine runde Zahl werden, was natürlich aus Konstruktionsrücksichten unbedingt erforderlich ist, man ist also gezwungen, nach Abrundung von b_0 auf eine brauchbare Grösse die ganze Rechnung noch einmal rückwärts durchzuführen. Ferner ist die Annahme von δ_1, von welchem Winkel ja die Leitradhöhe b_0 abhängt, namentlich, wenn es sich bei hohen Gefällen um Langsamläufer handelt, keine leichte Aufgabe und gelangt man meist erst nach verschiedenen Annahmen auf eine brauchbare Grösse.

Wesentlich vereinfacht sich nun die oben angeführte Rechnung, wenn statt δ_1 die Vertikalkomponente der relativen Eintrittsgeschwindigkeit v in die Rechnung eingeführt wird. Nach Annahme von v bestimmt sich die Leitradhöhe b_0 einfach aus der Beziehung

$$b_0 = \frac{Q}{D_1 \pi \cdot v} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad 18)$$

Ergibt jetzt b_0 eine nicht brauchbare Grösse, so ist einfach nach Abrundung von b_0 das neue v zu berechnen, was mit einer Einstellung auf dem Rechenschieber geschehen kann. Die Umfangsgeschwindigkeit u_1 bestimmt sich dann aus Gleichung 8). Man kann jetzt das Eintrittsdiagramm aufzeichnen und ist dann am einfachsten graphisch nach bekannter Weise $a_0 + s_0$ nach Annahme von z_0 zu bestimmen. Es fragt sich nun, wie gross ist v, die Vertikalkomponente von v_1 zu nehmen, damit man einen günstigen Winkel δ_1 und eine brauchbare Radhöhe b_0 bekommt.

Gleichung 11) erhält für $\beta_1 = 90^0$, wofür $u_1 = \sqrt{\varepsilon g H_n}$ die Form

$$v_{90^0} = \operatorname{tg} \delta_{1\,90^0} \cdot \sqrt{\varepsilon g H_n} \quad . \; . \; . \; . \quad 19)$$

oder

$$\operatorname{tg} \delta_{1\,90^0} = \frac{v_{90^0}}{\sqrt{\varepsilon g H_n}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 20)$$

Die Geschwindigkeitshöhe $\frac{v^2}{2g}$ stelle nun ein e-faches der Gefällhöhe εH_n dar, so dass

$$v = \sqrt{e\, 2 g \varepsilon H_n} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad 21)$$

Diese Gleichung in Gleichung 20) eingesetzt, so ergibt sich

$$\operatorname{tg} \delta_{1\,90^0} = \sqrt{2 e} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 22)$$

oder

$$e = \operatorname{tg} \delta_{1\,90^0} \cdot 0{,}5 \quad . \; . \; . \; . \; . \quad 23)$$

Man kann jetzt die Werte für e für die verschiedenen Winkeln δ_1 berechnen und ist in Fig. 5 die e-Kurve für $\delta_1 = 0$ bis $\delta_1 = 40^0$ eingezeichnet. Diese e-Kurve gilt natürlich für sämtliche Gefälle, da ja, wie Gleichung 23) zeigt, e unabhängig von H_n ist.

Bevor weiter gezeigt werden soll, wie die Grösse von v bei $\beta_1 \lessgtr 90^0$ zu nehmen ist, soll vorerst eine Betrachtung über Gleichung 12) angestellt werden. Diese lautete:

$$u_1 = \sqrt{\varepsilon g H_n \cdot \left(1 - \frac{\operatorname{tg} \delta_1}{\operatorname{tg} \beta_1}\right)}$$

Es werde gesetzt

$$\sqrt{1 - \frac{\operatorname{tg} \delta_1}{\operatorname{tg} \beta_1}} = k \quad . \; . \; . \; . \quad 24)$$

also

$$u_1 = k \cdot \sqrt{\varepsilon g H_n} = k \cdot u_{1\,90^0} \quad . \; . \; . \; . \quad 25)$$

Es wurde nun für verschiedene Winkel δ_1 und β_1 der Koeffizient k bestimmt. Fig. 6 zeigt diese k-Kurven für $\delta_1 = 5^0$ bis 40^0 und $\beta_1 = 30^0$ bis 150^0. Die Kurven geben ein sehr klares Bild über die Abhängigkeit der Umfangsgeschwindigkeit u_1 von δ_1 und β_1. Die verschiedensten Aufgaben lassen sich mit Hilfe dieser Kurven sehr leicht lösen.

Wenn z. B. bei einer Turbine nach Festlegung des Laufraddurchmessers eine bestimmte Tourenzahl verlangt wird, so dass die Umfangsgeschwindigkeit $u_1 \gtrless \sqrt{\varepsilon g H_n}$ wird, so bestimmt man einfach nach Berechnung der nötigen Umfangsgeschwindigkeit den Koeffizient k aus der Gleichung

$$k = \frac{u_1}{\sqrt{\varepsilon g H_n}} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad 26)$$

Dann kann aus den k-Kurven direkt abgelesen werden, welche Kombination von β_1 und δ_1 die verlangte Umfangsgeschwindigkeit zulässt oder auch, ob es überhaupt möglich ist, die verlangte Anfangsgeschwindigkeit zuzulassen.

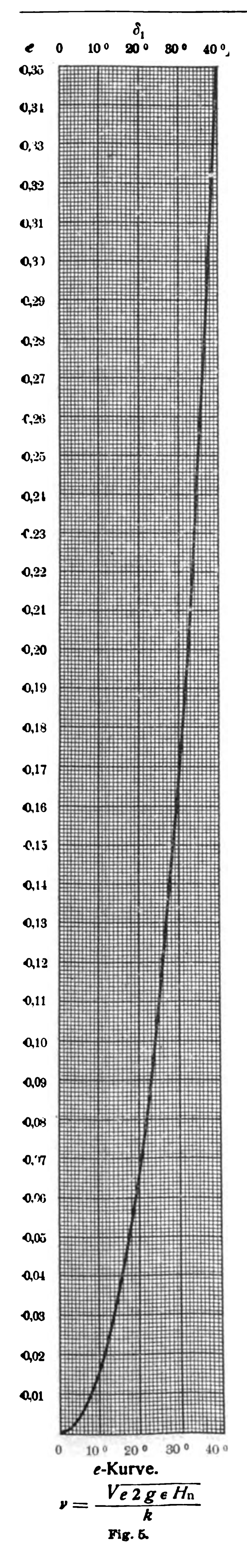
Anderseits kann auch bei gegebener Tourenzahl nach Annahme von β_1 und δ_1 der Laufraddurchmesser berechnet werden aus der Gleichung

$$D_1 = \frac{k \cdot \sqrt{\varepsilon g H_n} \cdot 60}{n \cdot \pi} \quad . \; . \; . \quad 27)$$

Mit Hilfe der k-Kurven bestimmt sich auch leicht

[1]) Für Gleichung 15) ist in der „Hütte" eine andere Form angegeben:

$$w_1 = \sqrt{\varepsilon g H_n \cdot \frac{\sin \beta_1}{\sin(\beta_1 - \delta_1) \cdot \cos \cdot \delta_1}}$$



e-Kurve.

$$v = \frac{\sqrt{e\, 2\, g\, \varepsilon\, H_n}}{k}$$

Fig. 5.

die Grösse von v für $\beta_1 \lesseqgtr 90^0$. In Gleichung 11) werde der Wert von u_1 aus Gleichung 25) und der Wert für tg δ_1 aus Gleichung 22) eingesetzt, man erhält dann

$$v = \frac{\sqrt{2\, e\, g\, \varepsilon\, H_n}}{k} \quad 28)$$

Für $\beta_1 = 90^0$ ist $k = 1$ und Gleichung 28) erhält die Form von Gleichung 21). Auch für die absolute Geschwindigkeit w_1 lässt sich eine einfache Beziehung aufstellen, wenn in Gleichung 15) die Werte von tg δ_1 und

$$\sqrt{1 - \frac{\text{tg}\, \delta_1}{\text{tg}\, \beta_1}}$$

aus Gleichung 22) bezw. Gleichung 24) eingesetzt werden, es ist dann

$$w_1 = \frac{\sqrt{\varepsilon\, g\, H_n}}{k} \cdot \sqrt{1 + 2\, e} \quad . \quad . \quad 29)$$

In zwei Rechenbeispielen soll jetzt die Anwendung der *k*-Kurven und der *e*-Kurve gezeigt werden.

1. Es soll eine Turbine von $H_n = 1$ m, $Q = 1$ cbm mit möglichst hoher Tourenzahl konstruiert werden. Angenommen der hydraulische Wirkungsgrad $\varepsilon = 0{,}8$, so ist

k-Kurven.

$$u_1 = k \cdot \sqrt{\varepsilon\, g\, H_n}$$

Fig. 6.

$\sqrt{\varepsilon\, g\, H_n} = 2{,}8$ m. Es werde angenommen $\delta_1 = 35^0$, $\beta_1 = 135^0$. Für diese Werte von δ_1 und β_1 ist (s. Fig. 5 und 6) $k = 1{,}30$, $e = 0{,}245$. Es ist dann

$$u_1 = k \cdot \sqrt{\varepsilon\, g\, H_n} = 3{,}64 \text{ m}$$

und

$$v = \frac{\sqrt{e\, 2\, g\, \varepsilon\, H_n}}{k} = 1{,}508 \text{ m.}$$

Mit Bestimmung von u_1 und v ist das Eintrittsdiagramm festgelegt und lässt sich dasselbe ohne Benutzung

des Transporteurs nach folgender Betrachtung leicht aufzeichnen.

In Fig. 1 oder 2 war $a\,e = \frac{\varepsilon g H_n}{u_1}$, den Wert von u_1 aus Gleichung 26) eingesetzt, so ergibt sich

$$a\,e = \frac{\sqrt{\varepsilon g H_n}}{k} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 30)$$

Im vorliegenden Beispiel $a\,e = 2{,}15$ m.

Die Konstruktion des Diagramms ergibt sich jetzt sehr einfach auf folgende Weise:

Zu $u_1 = a\,b = k \,.\, \sqrt{\varepsilon g H_n}$ wird im Abstande $v = \frac{\sqrt{e\,2\,\varepsilon\,g\,H_n}}{k}$ eine Parallele gezogen und an u_1 von a das Stück $a\,e = \frac{\sqrt{\varepsilon g H_n}}{k}$ abgetragen. Dann werde $e\,c \perp n_1$ gezogen, c mit a und b verbunden, ferner $a\,d \parallel b\,c$ gezogen, so stellt $a\,b\,c\,d$ das Eintrittsdiagramm dar. Um zu sehen, dass man keine Rechenfehler gemacht hat, wird man jetzt die Winkel β_1 nnd δ_1 auf ihre Richtigkeit prüfen.

Nach Annahme von D_1 bestimmt sich dann die Laufradhöhe b_1 aus der Gleichung

$$b_1 = \frac{Q}{D_1\,\pi\,.\,v} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 31)$$

Sehr schnell lässt sich mit Hilfe der Kurven auch folgende Aufgabe lösen:

Für eine vorhandene Turbine soll ein neues Laufrad konstruiert werden, das als Schnelläufer ausgebildet werden soll.

Konstruktionsgrössen der alten Turbine:

$H_n = 1{,}0$ m; $Q = 0{,}84$ cbm; $b = 0{,}2$ m; $\beta_1 = 90^0$; $n_1 = 53{,}5$; $D_1 = 1{,}0$ m; $\varepsilon = 0{,}8$.

Das neue Laufrad soll für $n_2 = 60$ Touren konstruiert werden.

$$k = \frac{n_2}{n_1} = \frac{60}{53{,}5} = 1{,}12; \; v = \frac{Q}{D_1\,\pi\,.\,b_1} = 1{,}335;$$

$$e = \frac{v^2\,.\,k^2}{2\,g\,\varepsilon\,H_n} = 0{,}1425.$$

Für $e = 0{,}1425$ ist $\delta_1 = 28^0$.

Der für $k = 1{,}12$ und $\delta_1 = 28^0$ zugehörige Winkel β_1 ist gleich 115^0. Also es müsste für das neue Laufrad

$$\delta_1 = 28^0 \text{ und } \beta_1 = 115^0 \text{ sein.}$$

Für das alte Laufrad ist

$$e = \frac{v^2}{2\,g\,\varepsilon\,H_n} = 0{,}1135; \text{ mithin } \delta_1 = 25^0\;30'.$$

Auch eine sehr einfache graphische Methode zur annähernden Bestimmung der Umfangsgeschwindigkeit möge hier noch angeführt werden.

Gleichung 8) lautete:

$$u_1 = -\frac{v}{2\,\text{tg}\,\beta_1} + \sqrt{\left(\frac{v}{2\,\text{tg}\,\beta_1}\right)^2 + \varepsilon\,g\,H_n}$$

Das Glied $\left(\frac{v}{2\,\text{tg}\,\beta_1}\right)$ ist nun gegen $\varepsilon\,g\,H_n$ sehr klein bei $\beta_1 = 45$ bis 135^0; es kann dieses Glied bei nicht allzu grossem Wert von δ_1, ohne einen nennenswerten Fehler zu machen, vernachlässigt werden. Dieser kleine Fehler ist auch deswegen schon erlaubt, weil ja die Annahme des Wirkungsgrades ε eine mehr oder minder willkürliche ist. Die Gleichung 8) erhält dann die Form

$$u_1 = -\frac{v}{2\,\text{tg}\,\beta_1} + \sqrt{\varepsilon g H_n}$$

Die Gleichung kann nun graphisch gelöst werden. Man zeichnet nach Annahme von v sich das Parallelogramm

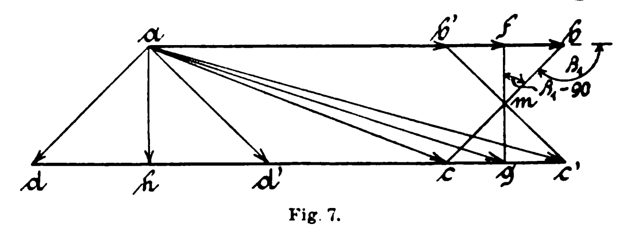


Fig. 7.

$a\,f\,g\,h$ für $\beta_1 = 90^0$ (s. Fig. 7), für welchen Winkel ja $u_1 = \sqrt{\varepsilon g H_n}$. Will man jetzt für irgend einen Winkel β_1 die Umfangsgeschwindigkeit u_1 bestimmen, so braucht man nur im Mittelpunkt m von v den Winkel $\beta_1 - 90^0$ abzutragen, so stellt die Strecke $a\,b$ ($a\,b'$) die zu dem betreffenden $\measuredangle\,\beta_1$ gehörige Umfangsgeschwindigkeit u_1 dar und das Parallelogramm $a\,b\,c\,d$ ($a\,b'\,c'\,d'$) ist dann das zum Winkel gehörige Geschwindigkeitsdiagramm.

Denn es ist

$$f\,b' = \frac{v}{2\,\text{tg}\,\beta_1} \text{ und } a\,f = \sqrt{\varepsilon g H_n}$$

somit

$$a\,b' = u_1 = -\frac{v}{2\,\text{tg}\,\beta_1} + \sqrt{\varepsilon g H_n}$$

$$\text{für } \beta_1 = 45^0 \text{ ist dann } u_1 = -\frac{v}{2} + \sqrt{\varepsilon g H_n}$$

$$\text{für } \beta_1 = 135^0 \text{ ist dann } u_1 = \frac{v}{2} + \sqrt{\varepsilon g H_n}$$

Die gleislosen Bahnen System Schiemann.

Von **W. Butz.**

Die neuesten und am meisten in die Augen fallenden Fortschritte hat die moderne Verkehrstechnik in bezug auf Vergrösserung der Schnelligkeit und der Fördermenge zu verzeichnen, und die ungeahnten Erfolge in dieser Richtung bewirken nur zu leicht, dass man andere Vervollkommnungen übersieht, auch wenn sie für das wirtschaftliche Leben und die Hebung mancher Industriezweige von hoher Bedeutung sind.

Eine der wichtigsten Eigenschaften unserer Verkehrsmittel ist ihre Anpassungsfähigkeit an die bestehenden Verhältnisse, und gerade hierin zeigen sich selbst bei den glänzendsten Errungenschaften der Neuzeit oft grosse Lücken. Eine derselben auszufüllen ist seit einigen Jahren die *„Gesellschaft für gleislose Bahnen Max Schiemann & Co."* bemüht, und wie die bereits ausgeführten Anlagen beweisen, sind ihre Bemühungen von Erfolg gekrönt.

Bei dem verhältnismässig neuen Transportmittel der elektrischen gleislosen Bahn handelt es sich weder um Erzielung hoher Geschwindigkeiten noch um besonders grosse Mengen zu befördernder Güter, sondern in erster Linie darum, den Bedürfnissen einer weit verbreiteten und verzweigten kleinen und mittleren Industrie entgegenzukommen, sowie für einen mässigen Personenverkehr ein praktisches Beförderungsmittel zu schaffen. Am besten werden diese Bestrebungen und Ziele beleuchtet durch die bis jetzt gebauten Bahnen dieser Art und deren Er-

gebnisse, die deutlich zeigen, dass sich die Erbauerin auf dem richtigen Wege befindet und über die Zeit der ersten Versuche längst hinaus ist.

Dass auch ein wirtschaftlicher Misserfolg für die weitere Entwicklung von Nutzen sein kann, hat die im Sommer 1901 in Betrieb gesetzte Anlage „Königsstein—Hütten—Königsbrunn“ gezeigt, die für Personen- und Güterverkehr eingerichtet war und drei Jahre lang als Versuchsbahn gedient hat. Weil jedoch die Hauptverfrachter dieser Strecke aus persönlichen Gründen oder wegen anderweitiger Verpflichtungen an ihrer alten Transportmethode festhielten, blieb die erwartete Warenbeförderung aus und die Bahn musste wegen mangelnder Wirtschaftlichkeit entfernt werden. Bei ihrer Ueberführung nach Wurzen i. Sa., dem jetzigen Sitze der Gesellschaft, hat sich gezeigt, dass diese Uebersiedelung verhältnismässig geringe Kosten verursacht, so dass eine solche bei der ersten Projektierung einer Anlage gleich mit ins Auge gefasst werden kann, wenn man damit rechnen muss, dass später einmal eine Gleisbahn wünschenswert sein sollte.

Ausschliesslich dem Transport von Kalksteinen dient die Grevenbrücker Anlage, die im Februar 1903 eröffnet wurde und sich seitdem gut bewährt hat. Hier wird ein normaler Zugwagen von 6 t Gewicht benutzt, der auf einer Strecke von 1,5 km Länge Züge von 2 bis 3 *Schiemann*schen Anhängewagen zu je 5 t Nettolast fortbewegt und damit täglich 15 bis 20 Doppelwaggons zu je 10 t Steine befördert (Fig. 1). In wirtschaftlicher Hinsicht hat

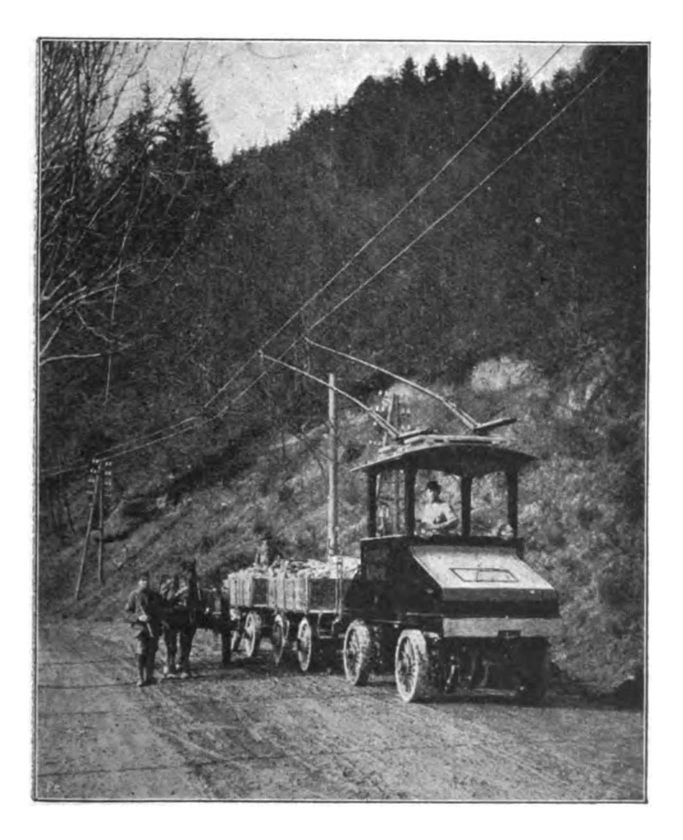


Fig. 1. Schleppzug.

sich der Betrieb sehr günstig gestaltet, indem gegenüber dem Fahrtarif des Pferdebetriebes eine Ersparnis von 35 bis 40 v. H. erzielt wurde.

Von Grevenbrück aus beginnt auch die Anlage des „elektrischen Kraftwagenbetriebes mit Oberleitung für das *Veischedetal G. m. b. H.* zu Bilstein“, eines Betriebes, der sich gleichmässig mit Personen-, Stückgüter- und Massengüterverkehr beschäftigt und seit seiner Eröffnung im Juni 1904 bis jetzt eine erfreuliche Wirtschaftlichkeit gezeigt hat.

Diese Anlage ist erst in Auftrag gegeben, nachdem die Auftraggeber — der Provinzialverband, der Kreis Olpe und die Gemeinden — die Leistungsfähigkeit dieses Systems an der vorerwähnten Kalkbahn tagtäglich hatten beobachten können. Auch die früher häufig geäusserten Bedenken bezüglich der Erhöhung der Strassenunterhaltungskosten infolge vermehrter Abnutzung durch die schweren Gefährte sind verschwunden, ja sogar zum Teil in das Gegenteil verwandelt, wie ein Gutachten von zuständiger Seite bezeugt. Auf dieser Strecke sind einige recht erhebliche Steigungen zu überwinden, doch haben sich die Betriebsmittel als ausreichend erwiesen.

Eine ebenfalls zur Personen- und Güterbeförderung dienende Anlage verbindet Monheim a. R. mit der 4 km entfernten nächsten Bahnstation Langenfeld; sie ist am 31. Mai 1904 dem Betriebe übergeben worden, und hat in so zufriedenstellender Weise gearbeitet, dass ihr von der Reichspostverwaltung die Beförderung der gesamten Brief- und Paketpost und von der Eisenbahnverwaltung die amtliche Güterbestellung anvertraut wurde. Obgleich für die regelmässige Personenbeförderung nur die 2000 Menschen starke Gemeinde Monheim in Frage kommt und die Gütertransportmittel nur unvollkommen ausgenutzt werden, da die Güterzuglokomotive, die den Weg täglich fünf- bis sechsmal machen könnte, nur zweimal fährt, ist doch die Rentabilität eine ausreichende. Die Berechnungen nach sechsmonatlichem Betriebe haben als feststehend erwiesen, dass die gesamten Einnahmen etwa 20 000 M. im Jahre betragen werden, denen etwa 8000 M. an Betriebs- und Unterhaltungskosten gegenüberstehen, so dass eine genügende Verzinsung und Abschreibung des Anlagekapitals von etwa 80 000 M. sicher gestellt ist.

Am 7. April 1905 fand die behördliche Abnahme der Wurzener Industriebahn statt, nachdem ein kurzer Probebetrieb erwiesen hatte, dass sie allen gestellten Anforderungen durchaus gewachsen war. Diese Anlage ist bestimmt, die Güter der *Wurzener Kunstmühlen- und Bisquitfabriken vorm. F. Kriet A.-G.* nach bezw. von dem 1,5 km entfernten Staatsbahnhof durch die Stadt zu befördern, sowie die Erzeugnisse von einer Braunkohlengrube und einiger Steinbrüche in 2 bezw. 3 km Entfernung fortzuschaffen. Zur Verladung der Mühlengüter bezw. Kohlen für die Mühle in einer Gesamtmenge von täglich 30 Doppelwaggons werden die alten 5 t ladenden Frachtwagen der Mühle benutzt, die mit dem 6 t schweren Zugwagen und untereinander zu einem Zuge von je drei Stück durch kurze Kupplungsdeichseln verbunden werden, für die Kohlen der Grube und Steine dagegen, gleichfalls 30 Doppelwagons täglich, sind *Schiemann*sche Spezial-Anhängewagen von je 5,5 t Nettolast vorgesehen, die ebenfalls bis zu drei Stück einen Schleppzug bilden wie Fig. 1. Auf dieser Strecke werden Steigungen bis zu 6 v. H. noch mit einer Geschwindigkeit von 5 km in der Stunde auf Pflaster und Chaussee überwunden.

Eine kleinere Mühlenbahn befindet sich in Grossbauchlitz bei Döbeln und dient dem Getreide- und Mehltransport der *Günther*schen Mühle. Hier ist ein unsymmetrisch gebauter Zugwagen verwendet, der bei 4 t Eigengewicht und 3 t Adhäsionslast einen Mühlwagen mit 100 Zentner Ladung auf Steigung von 5 v. H. und in Kurven von 5 m Radius bei 3 v. H. Steigung zieht.

Für die Ausstellung in Turin im Jahre 1902 war ein symmetrischer, also mit Führerstand an jedem Ende versehener Personenwagen gebaut worden, der dem Ausstellungsverkehr diente.

Zur Zeit (Mai 1905) werden verschiedene neue Projekte teils bearbeitet, teils ausgeführt, so werden Personenwagen für Lyon (Frankreich) angefertigt.

Die ausgeführten und grösstenteils noch in Betrieb befindlichen Anlagen lassen deutlich erkennen, unter welchen örtlichen Verhältnissen und mit was für Betriebs-

mitteln gleislose Bahnen den gestellten Anforderungen entsprechen, als zweckmässigstes Verkehrsmittel gelten und auf gute Wirtschaftlichkeit rechnen können. Das Ergebnis dieser Versuche und Berechnungen lässt sich unter ausschliesslicher Berücksichtigung allgemeiner Gesichtspunkte, abgesehen von einzelnen besonderen Fällen, in folgendem Satz zusammenfassen: Ueberall da, wo der Verkehr nicht lebhaft genug oder die zu befördernde Warenmenge nicht gross genug ist, um eine Schienenbahn rentabel zu machen, oder wo eine solche aus örtlichen Gründen nicht gebaut werden darf, ist die gleislose Bahn als leistungsfähigerer und billigerer Ersatz für Zugtierbetrieb anzusehen.

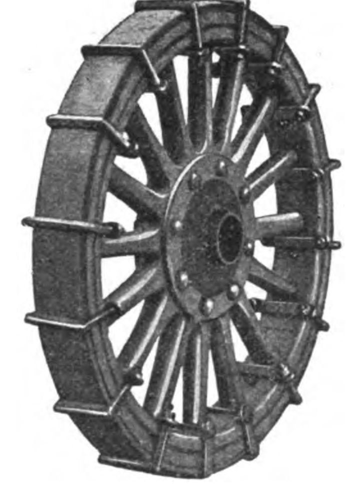




Fig. 2. Winterbewehrung für Triebräder.

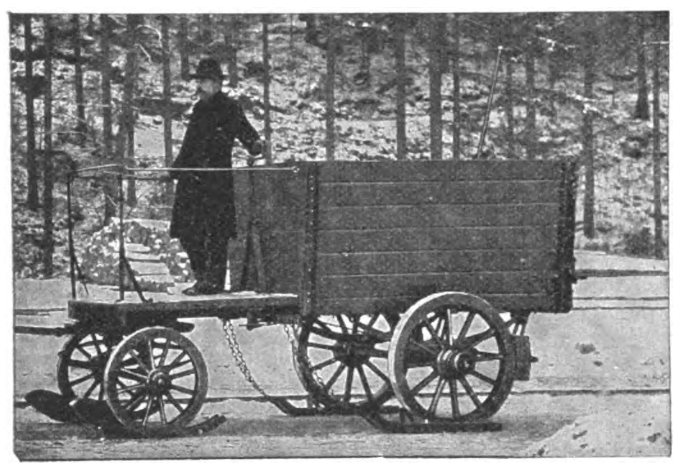


Fig. 3. Anhängewagen, auf Radkufen gestellt.

Wie schon früher erwähnt wurde, haben die *Schiemann*schen Bahnen ihre Versuchsperiode längst hinter sich, und daher sind Schwierigkeiten technischer Art kaum noch zu überwinden, vielmehr handelt es sich nur um die wirtschaftlichen Erfolge, die zur dauernden Inbetriebhaltung einer solchen Anlage erforderlich sind. Die wichtigste Frage, die man sich bei der Projektierung vorzulegen hat, ist also die, ob der zu erwartende oder bereits vorhandene Verkehr eine genügende Ausnutzung der Betriebsmittel erwarten lässt und diese Frage wird sich in den meisten Fällen mit Hilfe der bisher gemachten Erfahrungen hinreichend genau beantworten lassen.

Es ist eigentlich nur eine Grundbedingung, die der einwandsfreie Betrieb einer gleislosen Bahn voraussetzt, und das ist das Vorhandensein einer Strasse mit glatter, harter Decke, da einerseits bei unebener Oberfläche der Stromverbrauch zu sehr wächst, anderseits bei zu weichem Material, besonders auf Schotterstrassen, die Steine den schweren Fahrzeugen nicht standhalten würden.

Einen Ueberblick über die aufzuwendenden Zugkräfte und damit den proportional wachsenden Stromverbrauch gibt die folgende, nach früheren Versuchen zusammengestellte Tabelle. Danach sind zur Fortbewegung einer Tonne Last auf Rädern folgende Zugkräfte erforderlich:

Auf Eisenbahngleis	4—8	kg,
„ Strassenbahngleis . . .	12—15	„ ,
„ gutem Steinpflaster . . .	20—25	„ ,
„ schlechtem Steinpflaster .	30—35	„ ,
„ guter Schotterstrasse . .	20—30	„ ,
„ schlechter Schotterstrasse .	35—45	„ ,
„ Sandwegen	60—100	„ .

Die Abnutzung der Strassen ist wegen der Breite der Radreifen nicht höher als sonst, soll zum Teil sogar geringer geworden sein, besonders wenn durch den motorischen Betrieb die Frequenz der mit Pferden bespannten Fuhrwerke abgenommen hat.

Steigungen werden im allgemeinen gut überwunden, auf manchen Strecken sind solche bis zu 6,5 v. H. vorhanden, die dem Verkehr kein Hindernis bieten.

Bei Schnee und Glatteis werden die Räder der Motor-

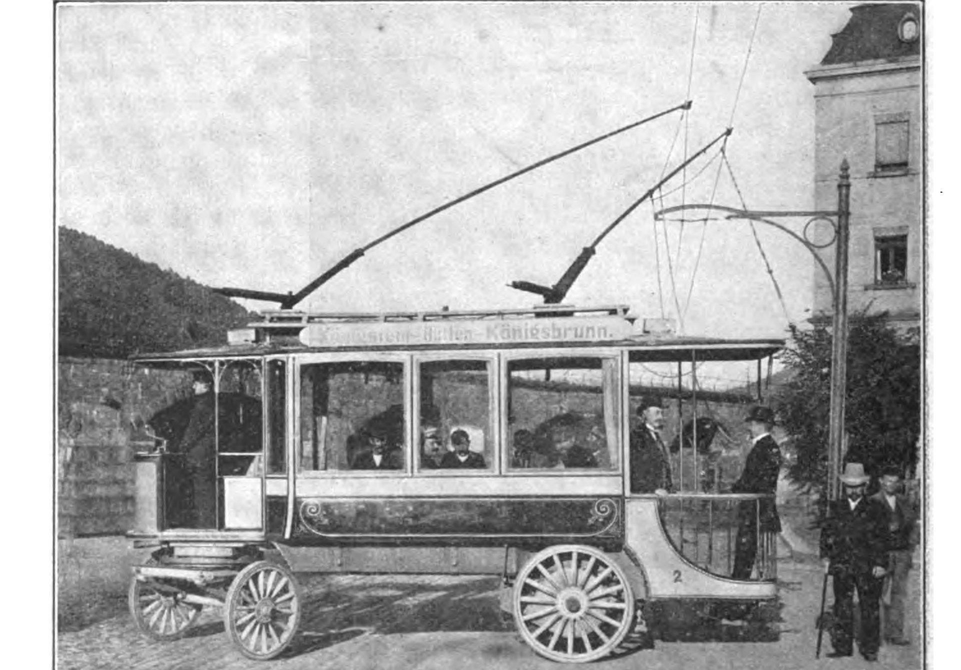


Fig. 4. Umwenden eines Personenwagens.

wagen mit Eisstellen besetzt oder gegen andere mit rauher Felge ausgewechselt (Fig. 2), auch Gummireifen haben sich für den Winterbetrieb bewährt.

Um eine Verminderung der Fördermenge zu vermeiden, kann man die Anhängewagen auf Kufen setzen (Fig. 3), die auch in solcher Form konstruiert sind, dass sie ohne Anwendung von Winden mit leichter Mühe unter

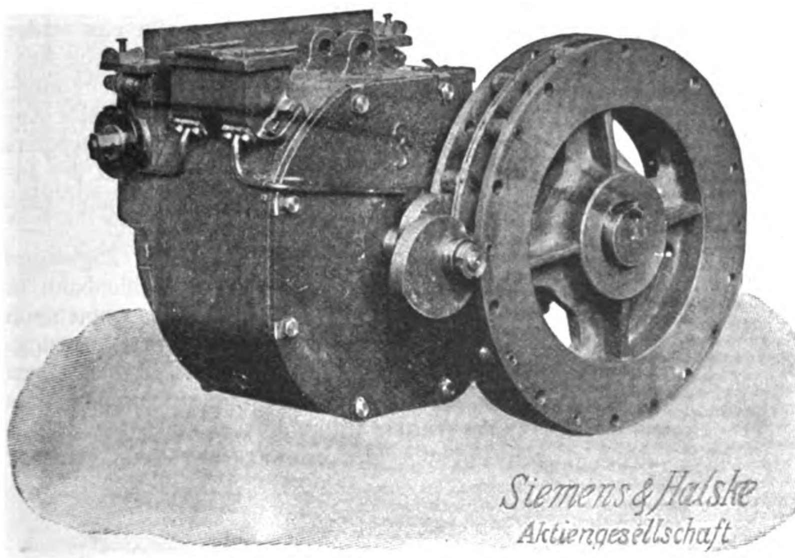


Fig. 5. Staubdicht abgeschlossener Elektromotor mit Grissongetriebe.

den Rädern befestigt werden können. Bei frisch gefallenem Schnee schiebt der Motorwagen eine Walze vor sich her, die eine genügend feste Fahrbahn herstellt.

Da die gleislosen Bahnen oder „Kraftwagen mit oberirdischer Stromzuführung", wie sie behördlicherseits in Preussen genannt werden, nicht unter das Kleinbahngesetz fallen, wird die Konzession im allgemeinen leicht zu erlangen sein; auch Niveauübergänge über Staatsbahngleise sind zulässig. Die Einführung in Staatsbahnhöfe ist ebenfalls erleichtert, die vorgeschriebenen Bedingungen sind leicht zu erfüllen, und ohne besondere Schwierigkeiten kann man dicht an die Laderampen oder Gleise herankommen. Diese beiden letzten Punkte können unter Umständen der Anlage einer Klein- oder Strassenbahn ein unüberwindliches Hindernis bereiten, so dass in solchen Fällen die gleislose oft einen, wenn auch nicht vollwertigen, Ersatz bieten kann. Da sich sehr häufig der Verkehr mit den gebotenen Erleichterungen hebt, durch Erschliessung schwer zugänglicher Gegenden die Besiedelung und Entwicklung einer Industrie begünstigt und beschleunigt wird, so kann die gleislose Bahn in geeigneten Fällen als Pionier des wirtschaftlichen Fortschrittes dienen und eventuell später, wenn sie ihre Schuldigkeit getan hat, einer Kleinbahn Platz machen, deren Anlage ohne solche Vorarbeit in absehbarer Zeit unmöglich gewesen wäre.

Die Anpassungsfähigkeit sowie die Grenzen der Anwendbarkeit dieses verhältnismässig neuen Beförderungsmittels liegen in seinem Wesen begründet, dessen Einfachheit alle vorhandenen Vorteile und Nachteile zur Folge hat. Wir haben es mit Wagen zu tun, die wie jedes andere Fuhrwerk auf dem Pflaster laufen und die durch einen eingebauten Elektromotor angetrieben werden, der den Strom in ähnlicher Weise, wie es bei den üblichen Strassenbahnen der Fall ist, durch Kontaktstangen und eine Oberleitung von der ortsfesten Dynamomaschine erhält. Die Wagen müssen lenkbar sein, brauchen aber nicht symmetrisch gebaut zu sein, da beim Wechsel der Fahrtrichtung ein Umwenden ohne Schwierigkeit möglich ist, wenn nicht örtliche Verhältnisse dies verhindern (Fig. 4). Der Motorwagen kann entweder selbst zur Beförderung der Last dienen oder als Zugwagen einen oder mehrere Anhängewagen schleppen, unter Umständen kann er auch beide Eigenschaften in sich vereinen.

Die Wagen, die lediglich der Personenbeförderung dienen, ähneln in ihrer äusseren Form den gebräuchlichen Pferdeomnibussen, sind im allgemeinen unsymmetrisch gebaut und können in Ausstattung, Anordnung der Sitze usw. allen Wünschen angepasst werden. In bezug auf die Anordnung der Motoren und die Lenkvorrichtung sind besonders zwei Typen erwähnenswert, die hauptsächlich Anwendung gefunden haben, die jedoch darin übereinstimmen, dass sich an einem Ende der überdachte Führerstand mit den nötigen Apparaten befindet.

Die unter dem ganzen Wagen durchgehenden Längsträger geben dem Gestell die nötige Festigkeit und sind mit den beiden Achsen durch weiche Blattfedern verbunden. Bei den kleineren Wagen werden die beiden Hinterräder durch je einen 8,5 PS.-Gleichstrommotor angetrieben, womit eine Geschwindigkeit bis zu 14 km in der Stunde erreicht werden kann und kurze Steigungen bis zu 5 v. H. zu befahren sind. Die Motoren, die zum Schutze gegen Staub und Wasser mit einem vollständig geschlossenen Gehäuse versehen sind, wirken auf die Naben der Triebräder vermittels eines doppelten Vorgeleges, das im ersten Teil ein Zahnrad-, im zweiten ein Kettenantrieb ist. Für Strecken mit andauernden Steigungen kann dieser Wagen auch mit zwei Stück 17 PS.-Motoren ausgerüstet werden. Die Lenkung ist leicht zu handhaben und als Achsschenkellenkung ausgeführt, bei der nur die Räder der Vorderachse, nicht das ganze Drehgestell, verstellt werden.

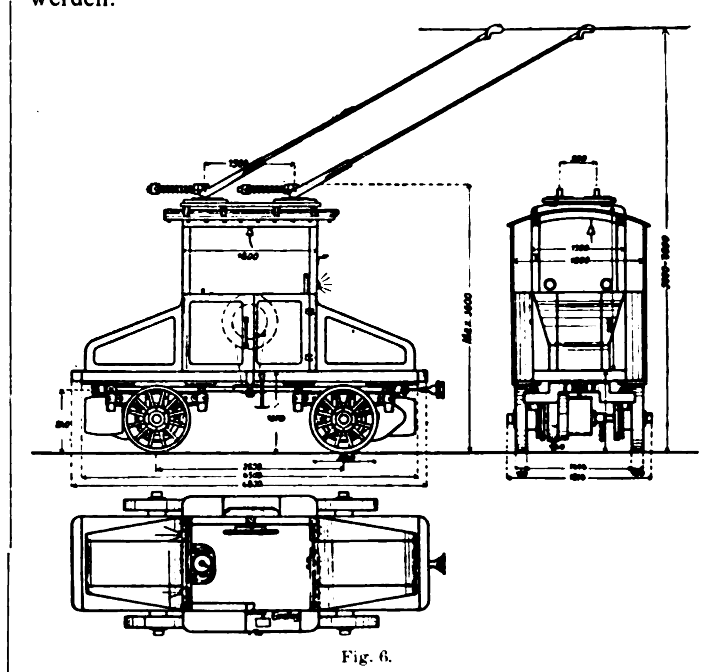


Fig. 6.
Zugwagen Modell 1903.
Gewicht 6000 kg. — Zugkraft 1200 kg. — Lenkfähigkeit 5 m Radius. — Geschwindigkeit 3—6 km/St. — Motorleistung 2 × 19 PS normal.
Zuerst ausgeführt für die Grevenbrücker Kalkbahn.

Bei den grösseren Wagen wird die Vorderachse durch einen im Untergestell federnd aufgehängten Motor angetrieben, der bei 500 Volt Gleichstrom 25 PS. normal bezw. 40 PS. maximal leistet und mittels *Grisson*getrieben sowie elastischer Freilaufkupplungen beide Räder antreibt (Fig. 5). Der ganze Bewegungsmechanismus läuft in Kugellagern und ist staubdicht abgeschlossen. Gelenkt wird vom Führerstande aus mittels gesperrten Getriebes und Kettentrieb die ganze Vorderachse, die sich um 70

Grad nach jeder Seite umdrehen lässt, so dass in sehr kurzem Bogen gewendet werden kann (s. Fig. 4). Die Fahrgeschwindigkeit beträgt je nach Beschaffenheit der Strasse 10—15 km i. d. Stunde. Mit dem grösseren Motorwagen kann ein gleich grosser Anhängewagen (für 24 Personen) oder ein Güterwagen für 3 t Nutzlast mit-

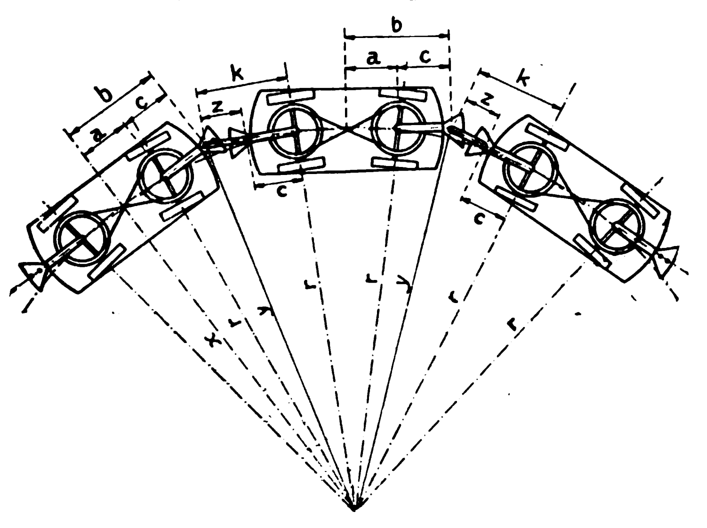


Fig. 7.
Schema für die spurhaltende Kupplung der Anhängewagen.
Zuerst ausgeführt für Langenfeld—Monheim a. Rh.

geführt werden, wobei Steigungen bis zu 6,5 v. H. zu befahren sind. Die Ausrüstung des Vordergestelles mit Gummireifen erleichtert das Fahren auf schlechten Wegen, und macht die Erschütterungen weniger fühlbar für die Fahrgäste sowie weniger schädlich für den Motor.

Um bei gleichzeitiger Anwendung solcher Personen-

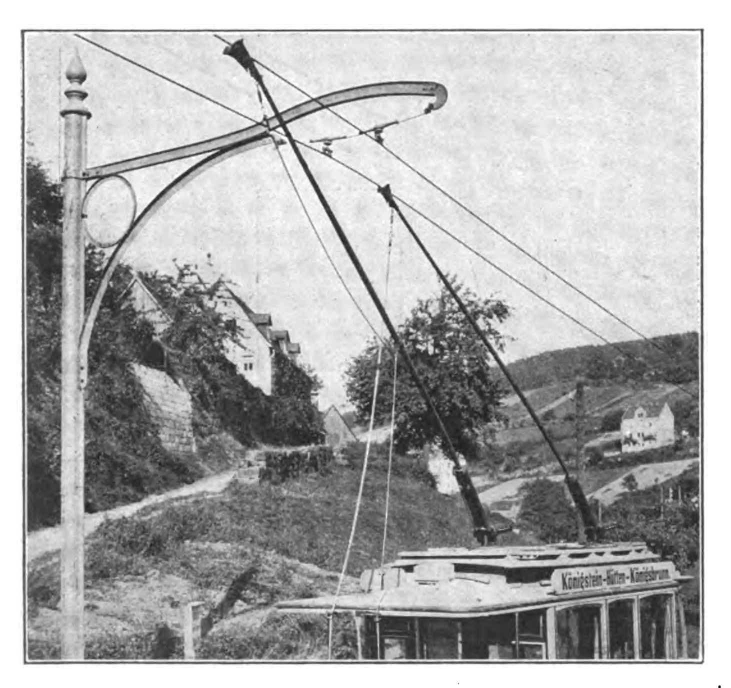


Fig. 8.
Stromabnahme mittels steifer Stangen und Schleifkontakt von der doppelpoligen Fahrdrahtleitung.

wagen und der Zugwagen für Gütertransport gleiche Reserveteile benutzen zu können, stimmt das Vordergestell der ersteren mit den beiden Drehgestellen der letzteren im Aufbau vollständig überein, diese unterscheiden sich von jenen nur durch den in Kugeln laufenden Lenkkranz. Ein solcher normaler Zugwagen (Fig. 6) vermag bei einem Eigengewicht von 6,1 t zwei bis vier Anhängewagen mit je 5,5 t Nutzlast zu schleppen und ausserdem noch selbst 1,2 t auf den beiden Endplattformen zu tragen. Er ist mit zentralem Führerstand vollständig symmetrisch gebaut, braucht also nicht zu wenden und ist mit zwei gut gefederten eisernen Drehgestellen versehen, die vom Führerstande aus mittels Handrad, Kettenübertragung und Schraubenspindel derartig gelenkt werden, dass sich die Achsen in Kurven radial nach dem Mittelpunkte des befahrenen Kreises einstellen, der im Minimum einen Radius von 5 m haben kann. Jedes Drehgestell trägt in der oben beschriebenen Weise einen Motor, so dass alle vier Räder angetrieben werden und es durch diese vollkommene Ausnutzung des Wagengewichtes als Reibungsgewicht möglich geworden ist, auf horizontaler guter Strasse eine Anhängelast von dem fünffachen Gewicht des Zugwagens zu befördern. Die Fahrgeschwindigkeit schwankt der angehängten Last, den Steigungs- und Strassenverhältnissen entsprechend zwischen 6 und 15 km i. d. Stunde.

Für geringere Förderwagen werden die Zugwagen kleiner hergestellt, so ist z. B. bei der Mühlenbahn in Grossbauchlitz, wie schon erwähnt, ein unsymmetrisch gebauter Zugwagen von nur 4 t Gewicht in Benutzung.

Zur Aufnahme der Güter können Lastmotorwagen verwendet werden, sind jedoch weniger zu empfehlen, da einmal durch das Warten während des Ladens und Entladens die Ausnutzung des Motors unvollkommen ist,

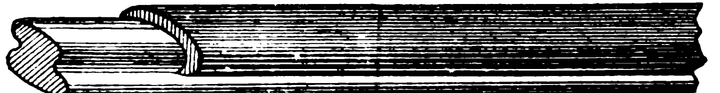


Fig. 9. Profil-Fahrdraht mit Gummi-Schutzleiste gegen Schwachstromleitungen.

dann auch die empfindlicheren Teile durch schlechte Behandlung, besonders bei Rohstoffladung, leiden können, und endlich das Verhältnis der Nutzlast zur toten Last im besten Falle 1 : 1 ist, während man bei Anwendung von Zug- und Anhängewagen unter günstigen Wege- und Geländeverhältnissen bis auf 5 : 3 kommen kann.

Die Anhängewagen können in der verschiedensten Weise ausgeführt werden, in der bisher am meisten angewendeten Form haben sie bei einer Länge von 4,6 m und einer Breite von 2 m ein Eigengewicht ohne Kasten von etwa 2 t und können 5—5,5 t tragen. Sie sind stark gebaut, gut gefedert und mit zwei Drehgestellen versehen, die durch bewegliche Zungen verbunden sind, so dass sich die Achsen bei Wegekrümmungen radial nach dem Kurvenmittelpunkte einstellen. In entsprechender Weise erfolgt auch die Kupplung der Anhängewagen untereinander und mit dem Zugwagen, und zwar sind die einzelnen Kupplungsglieder so bemessen, dass ein genaues Spurhalten sämtlicher Räder des ganzen Zuges erzielt wird (Fig. 7). Die Verbindung der einzelnen Wagen kann auch neben der Mittellinie erfolgen, so dass die Spuren der aufeinander folgenden Wagen nebeneinander liegen und bei aufgeweichter Strasse eine Beschädigung derselben vermieden wird. Da die Räder der Zug- und Anhängewagen 15 cm breite Felgen haben, ist ohnedies selbst bei nicht sehr harter Strassendecke ein zu tiefes Einschneiden ausgeschlossen.

Das Anhängen gewöhnlicher Lastwagen ist dann von Vorteil, wenn die Waren ohne Umladung durch Zugtiere weiter befördert oder herangebracht werden, jedoch muss man sich dabei mit einer geringen Geschwindigkeit begnügen, wenn die Wagen nicht gefedert sind. Die Deichseln werden abgenommen und durch kurze Kupplungsdeichseln ersetzt, der letzte jedoch kann auch an die übrigen, seien dies nun *Schiemann*sche Spezialwagen oder für Zugtierbetrieb bestimmte Frachtwagen, mit seinen gewöhnlichen, langen Deichseln befestigt werden. In Wurzen wird dieses Verfahren gelegentlich bei Zügen von drei Wagen angewandt, und trotz des Fehlens der bei diesen

Wagen nicht anzubringenden spurhaltenden Kupplung wird eine scharfe Strassenecke ohne irgendwelche Schwierigkeit umfahren.

Fig. 10. Doppel-Fahrdraht-Isolator mit Klemmöse für Kurven-Aufhängung.

Die Oberleitung zur Stromzuführung ist in ihrer Anordnung der bei Strassenbahnen gebräuchlichen ähnlich (Fig. 8), nur muss sie hier doppelpolig, also aus zwei Drähten bestehend, hergestellt werden, da keine Schienen zur Rückleitung des Stromes vorhanden sind. Die Fahrdrähte bestehen aus Profilkupferdraht (Fig. 9) von 65 bis 100 qmm Querschnitt und werden von Doppelisolatoren mit vollständiger Hartgummiumpressung getragen, welche die beiden Drähte in einem festen Abstande von 500 mm halten. Der Profildraht wird in Klemmösen (Fig. 10) montiert, die ihm ein freies Hindurchschieben gestatten, ohne dass die Aufhängung an Festigkeit etwas einbüsst.

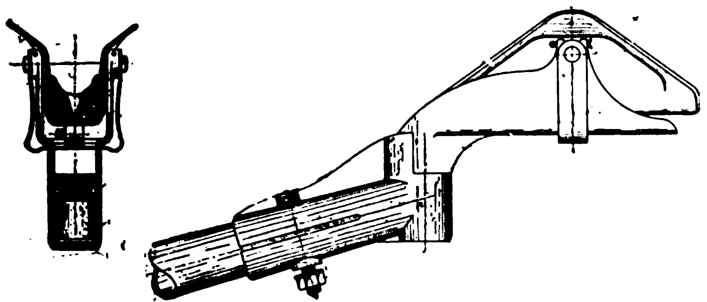


Fig. 11. Fahrkontakt mit auswechselbarem Schleifstück.

Die Stromabnahme erfolgte früher durch Kontaktwagen,[1]) die auf der Leitung rollten und durch ein bewegliches Kabel mit dem Wagen verbunden waren, sie haben sich jedoch nicht bewährt und wurden durch elastische Stangen ersetzt, die auf dem Wagendach gefedert und nach allen Seiten drehbar gelagert sind und am oberen Ende den ebenfalls drehbaren Fahrkontakt (Fig. 11) tragen. Der auswechselbare Schleifschuh *f* besteht aus weichem Material und hat eine lange Schleiffläche, um die Abnutzung des Fahrdrahtes möglichst gering zu halten und funkenlosen Stromübergang selbst bei grösserem Strombedarf zu sichern. Für eine gute Schmierung ist Sorge getragen durch Nuten, die, einmal mit Schmiere gefüllt, diese bis zum vollständigen Verschleiss des Schleifstückes halten. Diese Form der Stromabnahme ermöglicht nicht nur ein Abweichen der Wagen um 3,5 m von der mittleren Fahrtrichtung nach jeder Seite und dadurch genügende Bewegungsfreiheit, um jedem anderen Fuhrwerke ausweichen zu können, sondern sie macht auch die Anordnung von kostspieliegen Luftweichen überflüssig, da beim Begegnen zweier Motorwagen nur die Kontakte des einen so lange von der Leitung abgezogen zu werden brauchen, bis der andere vorüber ist (Fig. 12). Da ebenso leicht ein Wagen einen anderen bezw. einen Schleppzug überholen kann, so ist durch diese Anordnung die Möglichkeit gegeben, auf derselben Strecke Gütertransport mit geringer und Personenbeförderung mit höherer Geschwindigkeit zu betreiben, ohne dass der Fahrplan Störungen erleidet.

Will man eine Zweigstrecke betreiben, so wird für diese eine besondere Leitung angelegt und auf eine Mastenentfernung mit der Hauptstrecke parallel geführt, der Wagen hält vor der Abzweigung an und kann, nachdem die Stromabnehmer von der Haupt- an die Nebenleitung gelegt sind, ohne weiteren Aufenthalt in die Seitenlinie einbiegen. Bei ganz kurzen Abzweigungen, etwa in Fabrikhöfen, kann man eine besondere Zweigleitung dadurch vermeiden, dass man die Verbindung zwischen den Motorwagen und der Leitung mittels eines biegsamen Kabels und Steckkontakte herstellt.

Die Anlage einer besonderen Kraftstation wird in den meisten Fällen nicht angängig sein, wenn die Rentabilität nicht durch anderweitige Abgabe von Kraft und Licht sichergestellt ist, dagegen wird ein bereits bestehendes Elektrizitätswerk mit gutem Nutzen den Strom für eine gleislose Bahn liefern können, besonders wenn es dadurch den Ausfall durch die bei Tage fehlende Lichtabgabe ausgleichen kann.

Am besten geeignet ist Gleichstrom von 500 Volt Spannung, der auch für den Betrieb von Motoren für das Kleingewerbe günstig ist, so dass hierfür Anschlüsse unmittelbar an die Fahrleitung zu machen sind. Auch lässt

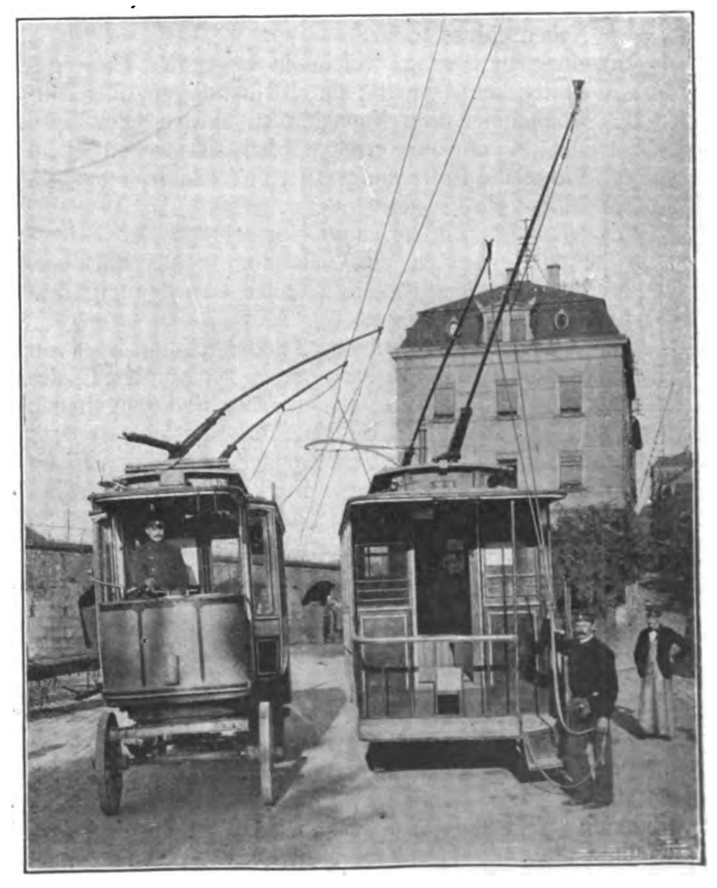


Fig. 12. Begegnen zweier Wagen.

[1]) s. D. p. J. 1900, **315**, S. 302 und 1903, **318**, S. 79.

sich eine Lichtabgabe durch Teilung der Spannung in 2 × 220 bis 250 Volt einrichten, mit der auch örtlich beschränkte Bahnanlagen betrieben werden können, für die Grossbauchlitzer Anlage ist sogar eine Spannung von nur 130 Volt vorhanden.

Ist nun auch, wie wir gesehen haben das Verwendungsgebiet der gleislosen Bahnen kein sehr grosses, so können sie doch, wie die bereits in Betrieb befindlichen Anlagen beweisen, oft dort von grossem Nutzen sein, wo andere Beförderungsmittel durch örtliche Verhältnisse unmöglich gemacht worden oder durch zu hohe Betriebskosten unwirtschaftlich arbeiten.

Neuerungen auf dem Gebiete der Wellentelegraphie.

Von Ing. **Adolf Prasch**, Wien.

(Fortsetzung von S. 413 d. Bd.)

Die Einrichtungen von Prof. Sylvanus P. Thompson. Der Zweck dieser Einrichtungen ist, mit Anwendung von Wechselströmen lange und kurze Signale geben zu können und gleichzeitig die Funken am Zeichengeber zu unterdrücken. In den Wechselstromkreis (Primärkreis) wird zur Erreichung dieses Zieles vor den zu betreibenden Apparaten eine passende Selbstinduktion in Verbindung mit einem Kondensator entsprechender Kapazität eingeschaltet. Kapazität und Selbstinduktion sind so gewählt, dass sie in Serie geschaltet ein Resonanzsystem bilden, welches für den Wechselstrom durchlässig ist. Hat der Generator beispielsweise eine Frequenz von 50 Perioden in der Sekunde, so ist für diesen Fall eine Kapazität von 10 Mikrofarad und eine Selbstinduktion von 1 Henry zu wählen. Es ist hierbei von Vorteil, die Selbstinduktion in bekannter Weise regulierbar zu machen.

Um nun den Wechselstrom zur Abgabe von Signalen zu unterbrechen, wird das Resonanzsystem mit einer Einrichtung vereinigt, die entweder besteht aus:

a) einem Leiter, um den Kondensator kurz zu schliessen, oder
b) einem mit einem Taster in Verbindung stehenden Nebenschluss, oder
c) einer Anordnung, welche in bekannter Weise gestattet, die Kapazität durch Hinzufügen oder Hinwegnehmen von Kapazität zu ändern (dies kann auch in der Weise erfolgen, dass auf mechanischem Wege die Entfernung der Kondensatorplatten geändert wird), oder
d) einer Einrichtung zum Kurzschluss der Selbstinduktion, oder zur Schaltung in Nebenschluss, oder zur Vergrösserung oder Verringerung derselben mittels Taste.

Der Vorteil dieser Art der Zeichengebung ist darin gelegen, dass der durch dieses System bei Aufhebung der Resonanz durch Niederdrücken der Taste hindurchgehende Strom auf eine sehr geringe Quantität herabsinkt, so dass bei Herstellung des normalen Zustandes durch Oeffnen der Verbindung der auftretende Funke viel geringer ist. Es ist hierbei vorzuziehen, eine der vorherbeschriebenen Aenderungen normal aufrecht zu erhalten und den Resonanzzustand erst durch Niederdrücken des Tasters herzustellen. Die Zeichen werden hierbei in normaler Weise, durch Oeffnen und Schliessen der Taste hervorgerufen. Es kann die Aenderung der Kapazität aber auch in einen Sekundärkreis verlegt werden, der mit dem Primärkreis durch einen Transformator gekoppelt wird.

Die Einrichtungen von A. T. Collins. Bei dieser Einrichtung wird die Sekundärspule des Induktoriums einesteils mit einem Kondensator, anderenteils mit der Erde verbunden. Für den Empfang wird das der Zeichenaufnahme dienende Telephon in gleicher Weise am einen Ende mit der Erde, am anderen Ende mit einem Kondensator in Verbindung gebracht. Je nachdem nun in der Sendestation der Kondensator durch einen Zeichengeber ein- oder ausgeschaltet wird, werden die Unterbrechungen der Induktionsspule von verschiedener Frequenz sein. Das Telephon wird daher zwei voneinander deutlich unterschiedene Töne aufnehmen, die nach Art der Striche und Punkte kombiniert werden können.

Der Gedanke als solcher ist zwar nicht als neu zu bezeichnen, doch ist er wegen der Uebertragung auf das Gebiet der drahtlosen Telegraphie umsomehr erwähnenswert, als hierdurch ein neuer Ausgangspunkt für eine gegenseitige Abstimmmung gewonnen ist.

Die neueren Anordnungen von Lodge und Muirhead. Um zwischen Sender und Empfänger eine schärfere Abstimmung zu erzielen, wird stets eine zusätzliche Kapazität zwischen Luftdraht und Erde in Serie geschaltet. Bei den hierbei möglichen, in Fig. 24 bis 27 dargestellten

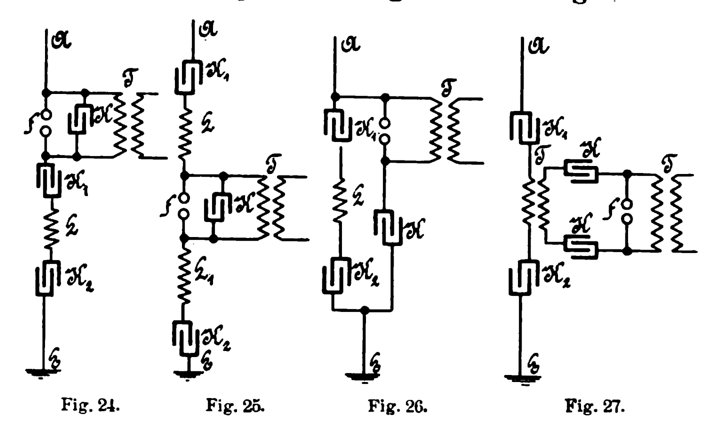


Fig. 24. Fig. 25. Fig. 26. Fig. 27.

verschiedenen Anordnungen wird grundsätzlich eine regulierbare Induktanz zwischen zwei in Serie befindlichen Kondensatoren, von denen mindestens einer veränderlich ist, geschaltet. Eine nähere Erklärung dieser schematischen Darstellungen ist wohl nicht erforderlich. Mehr Interesse bietet die Einrichtung, welche für die Zeichengebung angewendet und in Fig. 28 schematisch und in Fig. 29 im Schnitte dargestellt ist.

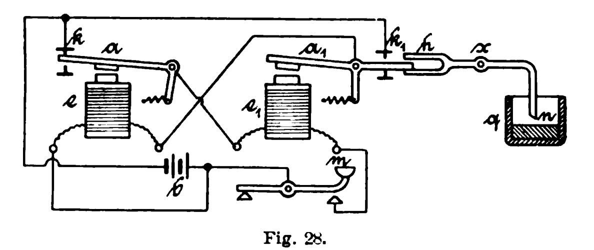


Fig. 28.

Aus Fig. 28 ist zu entnehmen, dass zwei mit Ankern $a\,a_1$ ausgerüstete Elektromagnete hierfür verwendet werden. Die Anker $a\,a_1$ bewegen sich zwischen zwei Kontakten und werden im Ruhezustande durch Federn in der gezeichneten Lage erhalten. Das Ende des Ankerhebels a_1 ist gelenkig mit dem um die Achse x beweglichen Hebel h verbunden. Das Ende dieses Hebels ist senkrecht abgebogen und mit einer Nadel n versehen, welche bei Anziehung des Ankers a_1 in das Quecksilber enthaltende Gefäss q taucht. Hierdurch wird der Strom

für die primäre Windung des Induktoriums geschlossen. Die wechselseitige Wirkung der Elektromagnete erklärt sich nun wie folgt:

Beim Niederdrücken der Morsetaste m schliesst sich der Stromweg der Batterie b über den oberen Kontakt k des Ankers a_1, die Windungen des Elektromagneten e_1 und den Taster m. Der Elektromagnet e_1 wird erregt, zieht durch die Taste ausreichend verdreht um den Kontakt c_1 und hierdurch den Stromkreis der Batterie b zu schliessen. Der Anker A wird von dem Elektromagneten E_1 angezogen, der Kontakt C, über welchen, wie angedeutet,

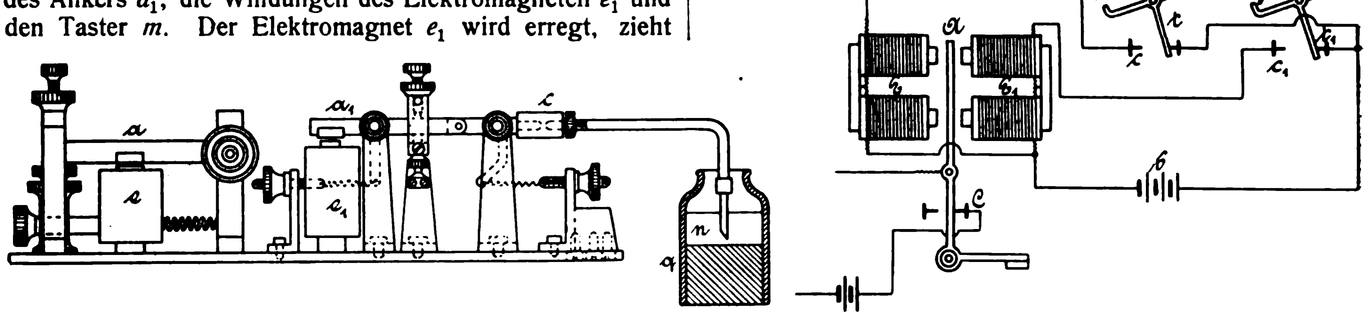


Fig. 29. Fig. 31.

den Anker a_1 an, wodurch die Nadel n in das Quecksilber taucht und den Stromkreis für die Primäre des Induktoriums schliesst. Der Anker a_1 legt sich aber auch gleichzeitig an den Kontakt k_1 an, wodurch der Strom von b auch über $k_1 a_1$ und die Windungen des Elektromagneten e einen zweiten Weg findet. Der Anker a wird angezogen, hebt sich vom Kontakt k ab und unterbricht den Strom für das Relais. Dieses lässt den Anker a_1 los, die Nadel n wird aus dem Quecksilber herausgehoben und der Kontakt zwischen a_1 und k_1 aufgehoben. Dadurch wird nun auch der Elektromagnet e wieder stromlos, der Anker a legt sich neuerdings an den Kontakt k an, und es wiederholt sich das beschriebene Spiel stets so lange von neuem, als die Taste niedergedrückt bleibt. Es entstehen sohin fortwährende Schlüsse und Unterbrechungen des Stromkreises der Primären des Induktoriums, was wieder die Erregung einer fortlaufenden Reihe einzelner Wellenzüge während der ganzen Dauer des Tasterschlusses bedingt. Die Einzelheiten der Einrichtung (Fig. 29) lassen an den verschiedenen Regulierschrauben sofort erkennen, dass die Bewegungen der Anker $a\,a_1$ entsprechend begrenzt und die Spannungen der Abreissfedern nach Bedarf geändert werden können und ebenso, dass der die Kontaktnadel tragende Hebelteil durch eine Ebonitzwischenlage c von den anderen Bestandteilen isoliert ist.

Um eine selbsttätige Uebertragung der Zeichen zu ermöglichen, haben die erwähnten Erfinder eine Einrichtung geschaffen, bei welcher ähnlich wie bei dem *Wheatstone*schen Schnellschreiber gelochte Papierstreifen (Fig. 30) verwendet werden. Die in regelmässigen Abständen wiederkehrenden Löcher 1 der mittleren Reihe dienen zur Führung des Streifens. Die seitlichen Löcher dienen als Zeichengeber und zwar die beiden Löcher 2 und 3 in demselben Querschnitt des Streifens für den Punkt und die beiden Lochpaare 4, 5 mit einem dazwischen liegenden Loch 1 für den Strich.

Fig. 30.

Die so vorbereiteten Streifen laufen nun, durch ein Uhrwerk gleichmässig vorwärts geschoben, an den hervorstehenden metallischen Enden x, y der selbsttätig wirkenden Tasten $t\,t_1$ (Fig. 31) vorbei. Beide Tasten sind entsprechend den Abständen der seitlichen Lochreihen von der mittleren seitlich aus der Mittellinie verschoben. Wird daher der Streifen (Fig. 30) über diese beiden Tasten fortbewegt, so greift vorerst die Spitze y von t_1 in das Loch 2 des Streifens. Sie wird mitgenommen und hierdie leitende Verbindung zu dem Induktorium geht, schliesst sich und eine Wellenentsendung findet statt. Unmittelbar darauf greift jedoch die Spitze x der Taste t in das Loch 3 des Streifens ein, wohingegen die Taste y in die Ruhelage zurückkehrt. Die Taste x schliesst den Kontakt c und den Strom der Batterie b, jedoch diesmal über den Elektromagneten E, wodurch der Kontakt C unterbrochen wird. Dies entspricht der Abgabe eines Punktes. Soll ein Strich gegeben werden, sind also die beiden Löcher im Streifen zeitlich zueinander verschoben, so ist der Vorgang der gleiche, nur bleibt der Kontakt C längere Zeit hindurch geschlossen, so dass auch die Wellenentsendung längere Zeit andauert.

Es ist hierbei, um den Vorgang genau zu verfolgen, stets zu beachten, dass die Tasten t und t_1, so lange ihre Spitzen den vollen Streifen treffen, in der dargestellten Lage sind und die Kontakte c und c_1 nur so lange schliessen, als die Spitze in ein Loch des Streifens eingreift. Ein praktischer Wert dieser Einrichtung kann nur für jene Fälle ersehen werden, bei welchen ein und dieselben Nachricht der Reihe nach an verschiedene Stationen vermittelt werden soll.

Vereinfachung der Empfangseinrichtung, System Rochefort. Wiewohl das System *Rochefort*, mit Ausnahme der eigenartigen Konstruktion des sehr wirksamen Induktoriums, wenige Besonderheiten aufweist, ist doch das Bestreben, die Einrichtungen so einfach, daher auch so praktisch als möglich zu gestalten, aller Anerkennung wert. Bei der in Rede stehenden Neuerung ist der Luftdraht L (Fig. 32) nach Zwischenschaltung des Resonators mit der Erde verbunden. Bei richtiger Wahl der Windungszahl und Windungslänge übertragen sich die in dem Luftdraht entstehenden Schwingungen auf den Resonanzkreis und entstehen an den Fritterenden gleiche Potentiale von entgegengesetzten Vorzeichen. Der Fritter f ist nun, um die Anordnung von Kondensatoren zu vermeiden und trotzdem den Lokalkreis nicht kurz zu schliessen, dreipolig ausgeführt, oder er besteht, was dasselbe besagt, aus zwei in Serie geschalteten Frittern. Die Batterie B mit dem Relais R ist hierbei an den mittleren Pol des Fritters und an die Mitte der Selbstinduktionsspule S angelegt. Es wird hiernach das Prinzip der aufgezwungenen Schwingungen auf den Empfangskreis übertragen, wodurch ein Transformator entfällt und nebstbei auch die Verwendung von Kondensatoren in sinnreicher Weise umgangen wird.

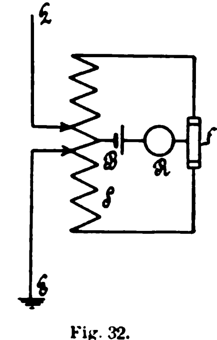


Fig. 32.

(Fortsetzung folgt.)

Kleinere Mitteilungen.

Eine neue Belastungsmethode von Wechselstromgeneratoren.

In Heft 19 der „E. T. Z." 1905 geben *Hobart* und *Punga* eine neue Methode zur Belastung grosser Wechselstromgeneratoren an, bei der man an Energiezufuhr nur soviel aufwenden muss, als den Verlusten im Generator entspricht und bei der diese — im Gegensatz zu den Methoden von *Mordey* und *Behrend* — so auftreten, wie es bei vollbelasteter Maschine der Fall ist. Ausserdem sind keine besondere Anordnungen wie Umschaltung der Wicklung oder Anbringung eines weiteren Schleifringes erforderlich. Der Generator wird, nachdem er auf die ungefähre Temperatur vorgewärmt ist, abwechselnd durch eine gewisse Leererregung und durch einen gewissen Kurzschlusstrom belastet. Wenn man zunächst von der Reibung und den Verlusten in der Erregung absieht, so ist der gesamte Verlust im Generator gleich Magnetisierungsarbeit plus Stromwärme im Anker. Da man diese Verluste nicht gleichzeitig herstellen kann, so ist es klar, dass man, nur auf den Gesamtarbeitsverlust zu kommen, den Generator in den einzelnen Zeitabschnitten stärker belasten muss als der normalen Magnetisierungsarbeit resp. dem normalen Kurzschlusstrom entspricht. Soll z. B. die Hälfte der Periode auf die Leererregung verwendet werden, so hat man diese so zu erhöhen, dass der doppelte Energieverlust auftritt. Ebenso ist es beim Kurzschlusslauf. Die beiden Zeitabschnitte von Leererregung und Kurzschluss brauchen indes nicht gleich zu sein, man kann sie abändern. Dadurch hat man ein Mittel an der Hand, auch die Erregerarbeit auf das richtige Mass einzustellen. (Auf die Reibungsarbeit braucht nicht weiter eingegangen zu werden, da diese bei beiden Versuchen dieselbe bleibt). Man kann nämlich für verschiedene Verhältnisse der Zeitabschnitte von Leer- und Kurzschlusslauf die Summe der Erregerenergien bilden und zu einer Kurve auftragen. Diese ergibt dann für die verlangte Energiemenge der Erregung das Verhältnis der beiden Zeiten von Leerlauf- und Kurzschlussversuch.

Hobart und *Punga* verfahren zur Bestimmung der einzelnen Zeiten folgendermassen:

In der nachstehend gezeichneten Kurve ist

$Oa = B$ der Vollasteisenverlust

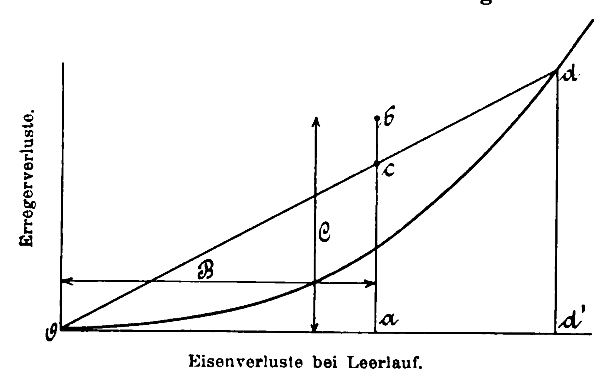
$ab = C$ der Vollasterregerverlust

$$ac = \left(1 - \frac{1}{a^2}\right) ab$$

$$a = \frac{\text{Kurzschlusstrom bei Vollasterregung}}{\text{normaler Kurzschlusstrom}}$$

O mit c verbunden und bis d verlängert.

Dann gibt uns Od' die Grösse des Eisenverlustes und $\frac{Oa}{Od'}$ die Zeitdauer des Leerlaufes im Verhältnis zur ganzen Periode.



Eisenverluste bei Leerlauf.

Hiermit ist auch die Zeitdauer des Kurzschlusslaufes und die Grösse der Kurzschlussenergie gegeben.

Wie aus dem Vorstehenden hervorgeht, müssen die Eisen- und Kurzschlussverluste in Abhängigkeit von der Erregung, die Leerlauf- und Kurzschlusscharakteristik bekannt sein. Diese sind aber leicht zu bestimmen und werden ohnedies aus anderen Gründen, wenn irgend angängig, aufgenommen. Der einzige Punkt in der vorliegenden Methode, der zu Zweifeln Anlass geben könnte, ist die Ungewissheit, ob die Kupferverluste im Anker bei normaler Belastung ebenso gross sind, als beim Kurzschlussversuch. Der Fehler könnte indes nur einige Prozente betragen.

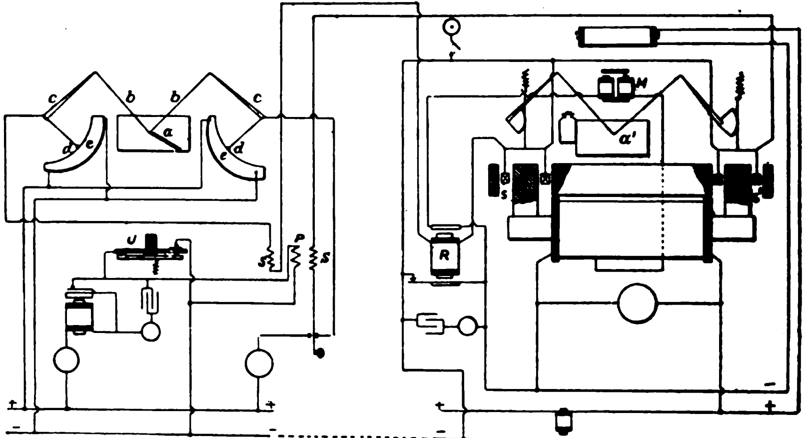
Der Telautograph von Gray,

welcher Telegramme in Handschrift wiedergibt, wird in ‚Engineering" vom 2. Dezember 1904 einer eingehenden Besprechung unterzogen. Derselbe hat, was seinen Vorgängern nicht gelungen ist, in den Vereinigten Staaten von Amerika bereits eine nützliche Anwendung gefunden.

Bei diesem Apparat, von dem die nachstehende Figur eine Skizze nebst Schaltungsschema darstellt, wird die Nachricht mit Bleistift auf ein Papierband geschrieben und mit Tinte auf der entfernten Empfangsstation reproduziert; die Aufnahme geschieht vollständig selbsttätig und erfordert keinerlei Aufsicht.

Die Bewegung des Aufgabestiftes *a* wird durch ein Hebelsystem *b c d* in zwei Drehungskomponenten zerlegt, welche dazu dienen, die Strömstärke zweier elektrischer Kreise dieser Bewegung konform zu verändern.

Die Komponenten werden dann im Empfänger wieder zusammengesetzt vermittels zweier in einem starken Magnetfelde befindlicher Spulen ss' die von den beiden durch die Bewegung des Aufgabestiftes beeinflussten Linienströmen durchflossen werden und je nach der Stärke dieser mehr oder weniger in das ringförmige Magnetfeld eintauchen; letztere Bewegungen werden durch ein ähnliches Hebelsystem wie beim Geber auf den Empfangsstift a' übertragen, so dass dieser genau dieselbe Bewegung ausführt wie der Aufgabestift *a*.



Beim Einschalten des Gebers wird selbsttätig frisches Papier auf die Schreibfläche sowohl des Gebers wie des Empfängers gebracht. Der Schreibstift besitzt eine Vorrichtung, welche bewirkt, dass beim Abheben desselben auch der Empfangsstift von der Schreibfläche abgehoben wird. Zu diesem Zweck ist unter der Schreibfläche des Gebers ein Kontakt angebracht, welcher geöffnet oder geschlossen wird, je nachdem der Schreibstift auf das Papier drückt oder davon abgehoben ist. Hierdurch wird ein Induktionsapparat *P S S* beeinflusst, welcher Wechselströme durch die Linie sendet, die vermittels eines empfindlichen Relais *R* den sogenannten Federhubmagneten *M* betätigen, so dass der Empfangsstift auch beim Abheben genau der Bewegung des Aufgabestiftes folgt.

Ist der Apparat nicht in Gebrauch, so taucht die Feder in

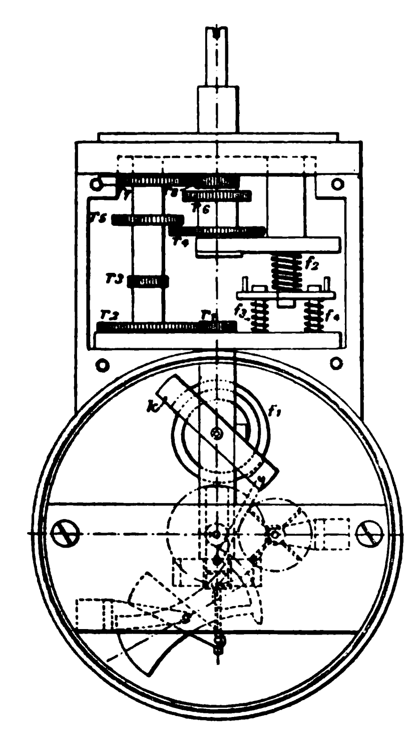
die Tinte ein, ist also immer gefüllt und fertig zum Gebrauch.

Der zum Schreiben verfügbare Raum ist beim Geber 50 mm lang, 125 mm breit. Ist er beschrieben, so genügt eine einfache Bewegung des Schalters *U*, um beiderseits frisches Papier unter die Schreibstifte zu bringen.

Der Telautograph soll in den Vereinigten Staaten neben vielen anderen Anwendungen sich auch hauptsächlich für militärische Zwecke als nützlich erwiesen haben. Dr. *K.*

Das Handtachometer von Horn,

dessen Konstruktion die beistehende Figur veranschaulicht, gestattet die unmittelbare Ablesung der Umdrehungszahl einer Maschine. Der um eine senkrecht zur Drehachse drehbare Ring *k* sucht sich infolge der Zentrifugalkraft mit seiner Ebene senkrecht zur Drehachse zu stellen, welchem Bestreben die Spiralfeder f_1 entgegenwirkt, so dass der Ring eine von der zu messenden Umdrehungszahl abhängige Stellung einnimmt. Seine Bewegung wird durch ein Hebelsystem in der aus der Figur ersichtlichen Weise auf einen Zeiger übertragen.



Zur Erweiterung des Messbereiches ist die Hauptdrehachse mit einem Räderwerk in Verbindung, welches verschiedene Uebersetzungen gestattet. Auf einer Spindel sitzen drei Zahnräder r_4, r_6, r_8, deren jedes in ein entsprechendes Rad r_3, r_5, r_7 auf einer parallelen Achse eingreifen kann, die vermittels der Räder r_2, r_1 die Hauptdrehachse antreibt. Der Eingriff der Räder r_6 in r_5 bezw. r_4 in r_3 erfolgt durch Zusammendrücken der Feder f_2 bezw. f_3 f_4, so dass während der Messung selbst durch blossen Druck gegen die Maschinenwelle das passende Uebersetzungsverhältnis gewählt werden kann.

Das Tachometer wird von der Firma *Geo Thomas & Co.*, Manchester, in drei Grössen hergestellt mit einem Messbereich von 40 bis 16 000 Umdrehungen i. d. Minute. Dr. *K.*

Kühlapparate nach Cellarius und Rabe.

Bei der Salzsäuregewinnung ist die grosse Wärme sehr störend, die sich bei der Aufnahme des Salzsäuregases in Wasser entwickelt. Da die Aufnahmefähigkeit des Wassers mit steigender Temperatur erheblich abnimmt, so muss man sorgfältig kühlen, um eine Säure von höherem Gehalt zu gewinnen. *Cellarius* gab den Tonflaschen („*Tourills*"), in denen sich die Gasaufnahme vollzieht viereckige Form mit einem nach innen gewölbten Boden, auf dessen Höhe sich eine Leiste bis über die Hälfte der Längsachse erstreckt. Die mit Gas zu sättigende Flüssigkeit fliesst erst an der einen Seite entlang, steigt dann in breitem, flachem Strome über den Sattel hinweg und kehrt auf der anderen Seite wieder nach vorn zurück, wo sie durch den Austrittsstutzen zur nächsten Flasche hinüberwandert. Da die Flaschen bis an die Muffen im Kühlwasser stehen, so hat auch der Gasstrom Gelegenheit, sich an der Decke des Gefässes abzukühlen.

Bequem ist es, dass die Einlauf- und Auslaufstutzen an derselben Stirnwand sitzen. Sie ragen durch den niedrigen Kühlkasten nach aussen; zur Abdichtung ist über sie eine Gummihülse geschoben, die in einer Platte endigt und von aussen am Kühlkasten befestigt wird. Die Verbindung von Flasche zu Flasche geschieht, wie üblich, durch Gummistopfen und gebogene Glasrohre. Dank der getroffenen Anordnung sind sämtliche Verbindungen einer Flaschenreihe mit *einem* Blick zu übersehen.

Das *Rabe*sche Kühlelement dient dazu, die im *Absorptionsturm* herabrieselnde Flüssigkeit und die aufsteigenden Gase zu kühlen. Es stellt ein kurzes Turmglied dar, zwischen dessen Decke und Boden Kühlwasser läuft, das auf der einen Seite ein-, auf der anderen Seite austritt. Eine grössere Anzahl weiter Kanäle, von der Decke zum Boden führend, gestattet dem Gas und der Absorptionsflüssigkeit den Durchtritt. Ueber den Durchgangslöchern stehen auf Füssen Hauben, die das von oben kommende Wasser zuerst auf die gekühlte Decke leiten, bevor es nach unten abfliesst. Die Elemente werden in den üblichen Weiten von 510, 720, 820, 1000 mm Durchmesser gefertigt und können auch in vorhandene Türme nachträglich eingebaut werden.

Die alleinige Ausführung dieser Apparate ist der Firma Deutsche Ton- und Steinzeugwerke Aktiengesellschaft, Berlin-Charlottenburg, übertragen. *A.*

Bücherschau.

Neuere deutsche Dampfturbinenliteratur.

Den in D. p. J. 1904, **319**, S. 718 u. ff. besprochenen Büchern über Dampfturbinen haben sich inzwischen weitere zugesellt. Weil sich eines nicht für alle und alles nicht für einen schickt, deshalb mögen die in ihrer Art beachtenswerten Bücher von vornherein in einer kurzen Uebersicht ihrem eigentlichen Leserkreis zugeordnet werden.

Vor allen ragen die zwei Werke von *Stodola* und *Gentsch* hervor, welche sich in bezug auf die Auswahl und die Behandlung des Stoffes wesentlich unterscheiden und darum vorteilhaft ergänzen. Die meisterhaften Leistungen *Stodolas* erstrecken sich auf die wissenschaftlichen und konstruktiven Grundlagen der Dampfturbine. *Gentsch* beschränkt sich fast ausschliesslich auf die Entwicklung der Systeme und die patenttechnischen Verhältnisse. Man darf ohne Uebertreibung behaupten: „*Stodola*" sollte bei keinem Dampfturbineningenieur und -konstrukteur überhaupt und „*Gentsch*" bei keinem erfinderisch tätigen und Rechtschutz suchenden Dampfturbineningenieur fehlen. Im Besitz dieser beiden Werke kann der Sonderfachmann die übrigen, bis jetzt erschienenen Bücher über Dampfturbinen ohne empfindlichen Nachteil entbehren; freilich sind „*Stodola*" und „*Gentsch*" für den Nichtspezialisten zu weitgehend und zu umfangreich.

Dem maschinenbaubeflissenen Studierenden ist deshalb eher das Buch von *Musil*, Bau der Dampfturbinen, zu empfehlen, welcher den Stoff aus den Quellenwerken zusammengetragen, gesichtet und für Lehrzwecke überarbeitet hat.

Die elektrotechnischen Kreise werden sich zweckmässig an das Buch des ihnen anderweitig bekannten Verfassers: „Die Dampfturbinen" von *Niethammer*, halten.

Die für weitere Kreise dargestellte, kleine Schrift von *Krebs*, „Moderne Dampfturbinen", eignet sich vorzüglich zur Aneignung einer allgemeinen Uebersicht über die industriellen Dampfturbinensysteme.

Vor Beginn der folgenden Einzelbesprechung seien noch einige beschreibende Broschüren aufgeführt, welche hauptsächlich den Nichtfachmann über die Dampfturbine und ihre Verwendbarkeit als Schiffsmaschine aufklären sollen, nämlich:

1. *Hermann Wilda:* „Die Dampfturbine als Schiffsmaschine". 23 S. mit 19 Abb. Hannover, 1905. Gebr. Jänecke.
2. *Flügger:* „Die Dampfturbine als Antrieb der Schiffspropeller". 23 S. mit 4 Abb. Rostock, 1905. C. J. E. Volckmann.
3. *Max Dietrich:* „Die Dampfturbine von Parsons mit besonderer Berücksichtigung ihrer Verwendung als Schiffsmaschine". 48 S. mit 17 Abb. Rostock, 1905. C. J. E. Volckmann.
4. *Max Dietrich:* „Die Dampfturbine von Rateau mit besonderer Berücksichtigung ihrer Verwendung als Schiffsmaschine". 43 S. mit 15 Abb. Rostock, 1905. C. J. E. Volckmann.

Auch die Frage der Gasturbine ist weiter untersucht worden.



Ueber die Gasturbine von Dr. *Stolze*[1]) hat Ingenieur *Rudolf Barkow* im Verlage von C. J. E. Volckmann, Rostock, 1905, eine Broschüre, betitelt: „Studien zur Frage der Gasturbine", veröffentlicht.

Die Dampfturbinen mit einem Anhange über die Aussichten der Wärmekraftmaschinen und über die Gasturbine. Von Dr. *A. Stodola*, Professor am Eidgenössischen Polytechnikum in Zürich. Dritte, bedeutend erweiterte Auflage. 470 S. mit 434 Abb. und 3 Tafeln. Berlin, 1905. Julius Springer.

Die neue Auflage des *Stodola*schen Werkes ist abermals wesentlich bereichert worden. Der Verfasser hat sich seinem Ziele, eine Konstruktionslehre der Dampfturbinen zu schaffen, weiterhin genähert. Im Abschnitt über die Dampfturbinensysteme ist eine grössere Zahl von Werkzeichnungen neuer und alter Turbinensysteme hinzugekommen. Zum ersten Male finden sich in der neuen Auflage Zeichnungen von der nach den Entwürfen von Ingenieur *Kolb* gebauten Elektraturbine, ausgeführt von der *Gesellschaft für elektrische Industrie* in Karlsruhe i. B., ferner von den Turbinen der *Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft* in Berlin, der *Gebrüder Sulzer* in Winterthur und der *Maschinenbauanstalt „Union"* in Essen. Ebenso ist der Abschnitt von der Konstruktion der wichtigsten Turbinenelemente erweitert und vertieft worden. Für die Untersuchung der Festigkeit rotierender Scheiben hat *Stodola* viel neues Material beigebracht. Im wärmemechanischen Teil des Buches sind nicht minder wichtige Einfügungen, wie die thermodynamische Rechentafel von *Proell*, die *Boulvin*sche Methode nach *Koob*, die Tafel von *Bánki* u. a. m. mit Freuden zu begrüssen. Es würde in der Tat zu weit führen, wollte man an dieser Stelle alle neueren Einzelheiten des Buches eingehend besprechen und würdigen. Einer besonderen Empfehlung bedarf das *Stodola*sche Werk, welches in anderthalb Jahren drei grosse Auflagen erlebt hat, längst nicht mehr. Es darf in dieser Hinsicht auch auf die Besprechungen der ersten und zweiten Auflage des *Stodola*schen Buches zurückverwiesen werden, welche sich in D. p. J. 1904, Bd. **319**, S. 191 und S. 718 finden.

Im Vorwort der dritten Auflage hat *Stodola* seine Auffassung über die Entwicklung der Dampfturbine und die Bedeutung der wissenschaftlichen Arbeit für dieselbe gekennzeichnet. Diese Stelle, aus welcher zugleich der gerechte Standpunkt der gegenseitigen Ergänzung der einzelnen Tätigkeitszweige, nicht der eines gegenseitigen Ausschliessens hervorleuchtet, möge hier gebührend wiederholt werden. *Stodola*, ein Mann der hehren Wissenschaft, schreibt als hervorragender Theoretiker und Kenner der Praxis:

„Die Entwicklung der Dampfturbine befolgt die sehr gesunde Richtung, nicht durch neue ausgeklügelte Arbeitsweisen verblüffen zu wollen, sondern die Betriebssicherheit und Wirtschaftlichkeit des neuen Krafterzeugers durch sorgfältigste feine Konstruktion und eine gleichwertige Ausführung zu heben. Die wissenschaftliche Arbeit ist bemüht, ihr durch Erforschung dunkler oder schwieriger Gebiete und Aufdecken aussichtsloser Seitenwege helfend zur Seite zu stehen. Möge sich dieser Bund auch in Zukunft als fruchtbringend erweisen".

Dampfturbinen. Entwicklung, Systeme, Bau und Verwendung. Von *Wilhelm Gentsch*, Kaiserl. Regierungsrat und Mitglied des Patentamtes. 395 S. mit 637 Abb. und 4 Tafeln. Hannover, 1905. Helwingsche Verlagsbuchhandlung.

Der Verfasser bezweckt mit seinem Buche in erster Linie die Entwicklung der Dampfturbinen erschöpfender, als dies in bisherigen Veröffentlichungen geschehen ist, zu kennzeichnen. Er hat diese Aufgabe auf Grund einer umfassenden Kenntnis der einschlägigen Literatur, namentlich der in- und ausländischen Patentschriften, bewältigt und die bekannt gewordenen Systeme, sowie wesentliche Einzelheiten verhältnismässig übersichtlich in Gruppen behandelt. Bei der Stellung des Verfassers als Vorprüfer im deutschen Patentamt für Dampf- und Gasturbinen ist es naturgemäss, dass die patenttechnische Seite, aus welcher wiederum die patentrechtliche vom Kenner des gewerblichen Rechtsschutzes ohne weiteres gefolgert werden kann, eine Hauptrolle in der Darstellung spielt. Die Abbildungen entstammen daher grösstenteils der Patentliteratur. Theorie, Konstruktion, Betrieb und Verwendung der Dampfturbinen sind nur soweit gestreift, als sich dies mit dem angedeuteten Zweck des Buches vereinbaren liess. In der Beschränkung zeigt sich der Meister. Dafür vermittelt *Gentsch* dem Forscher und Erfinder die Kenntnis der einschlägigen Bemühungen jüngst und längst vergangener Zeitläufe, soweit ihre Daseinsberechtigung nicht ganz ausser Frage gestellt ist. Denn vieles ist auf diesem Gebiete wie auf vielen anderen schon ersonnen und erfunden worden, dessen vorteilhaftestes Los es ist, dem Meer der Vergessenheit anheimzufallen.

Gentsch eröffnet seine Arbeit mit der Einführung neuer Begriffe zur Einteilung der Dampfturbinen. Den Unterscheidungen:

1. Aktions- und Reaktionsturbinen,
2. Druck- und Ueberdruckturbinen,
3. Freilauf- und Stauturbinen (nach *Escher*),
4. Freistrahl- und Presstrahlturbinen,
5. Freispalt- und Druckspaltturbinen (nach *Stodola*),
6. teilweise- und voll beaufschlagte Turbinen,

fügt er die beiden Wortbildungen: Geschwindigkeits- und Spannungsturbinen hinzu. Er begründet diese Massnahmen damit, dass aus der Beeinflussung der Laufschaufeln durch das Treibmittel kein Unterscheidungsmerkmal abgeleitet werden könne, weil bei allen Turbinen die Reaktion oder der Rückdruck die treibende Kraft sei. Aktions- und Druckwirkung erscheinen daher bei Turbinen als Begriffe, welche keinen logischen Gegensatz zu Reaktion oder Rückdruck enthalten. Aus diesem Grunde haben die genannten Bezeichnungen tatsächlich schon Verwirrung angerichtet. *Gentsch* geht demgegenüber vom Zustand des Dampfes im *Laufrad* aus und unterscheidet, ob in diesem zwischen Eintritt und Austritt eine Spannungsänderung des Dampfstrahles stattfinde oder nicht. Im letzteren Falle kommt lediglich eine Geschwindigkeitsänderung des Treibmittels in Frage. Liegt demnach in den Laufrädern Spannungsänderung vor, so haben wir es mit Spannungsturbinen zu tun, liegt nur Geschwindigkeitsänderung vor, mit Geschwindigkeitsturbinen.

Der Einteilungsgrundsatz, welcher zu diesen Bezeichnungen geführt hat, ist für die Oberteilung der Turbinen anzuerkennen, die Bezeichnungen aber nicht, weil sie einmal nur neue Worte an Stelle der alten setzen und überdies Wortbegriffe, welche zweckmässig der Unterteilung der Turbinen vorbehalten werden, vorwegnehmen.

Dass heute beim Gebrauch der Begriffe: Druck- und Ueberdruckturbinen nicht mehr die unlogische Unterscheidung nach der Beeinflussung der Laufschaufeln durch das Treibmittel herrsche, sondern dass vielmehr das Verhalten des Treibmittels in den *Laufzellen* bezüglich seines Druck- oder Spannungszustandes als Unterscheidungsmerkmal diene, hat *Proell* in der „Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen" (Jahrgang 1904) nachdrücklich vertreten mit der Erklärung, dass Druckturbine nur abkürzend für Gleichdruckturbine zu denken sei.

Ist die Oberteilung der Turbinen nach dem Druckzustand des Treibmittels in den *Laufzellen* vorgenommen, so empfiehlt sich die Unterteilung nach dem Druckzustand in den *Leitzellen* unter Beibehaltung der Unterscheidung nach Druck- und Geschwindigkeitsabstufung. Aendert sich der Druck in der Leitzelle, d. h. wird ein Druckgefälle in Geschwindigkeit umgesetzt, so liegt eine Druckstufe vor. Aendert sich der Druck in der Leitzelle gar nicht oder nur unwesentlich, so dass kein Druckgefälle zur Geschwindigkeitsvermehrung aufgewendet wird und nur die im Treibmittel vorhandene Geschwindigkeit nochmals ausgenutzt werden soll, dann liegt Geschwindigkeitsabstufung vor. Die Zahl der Geschwindigkeitsstufen bemisst sich nach der Zahl, wie oft der Dampf nach dem Verlassen einer Druckstufe Laufzellen durcheilt. Bei gegenläufigen Turbinen ist noch zu beachten, dass die Laufzellen des einen Radkranzes denen des nachfolgenden Radkranzes als Leitzellen dienen. Würde also nach *Gentsch* die Ausdrucksweise: Spannungs- und Geschwindigkeitsturbinen für die Oberteilung der Dampfturbinen gewählt, so wäre die Unterteilung nach Druck- und Geschwindigkeitsabstufung mit einer unleidlichen Verquickung im Unter- und Oberbegriff verbunden, welche Verwirrung anstiftete. Aus diesem Grunde empfiehlt sich folgende Einteilung:

I. *Gleichdruckturbinen* (gleicher Druck am Ein- und Austritt des Laufrades).
   1. Einstufige, z. B. *de Laval* (1889).
   2. Mehrstufige
      a) nur mit Druckabstufung, z. B. *Rateau*,
      b) nur mit Geschwindigkeitsabstufung, z. B. *Seger*,
      c) mit Druck- und Geschwindigkeitsabstufung, z. B. *Curtis*.

II. *Ueberdruckturbinen* (verschiedener Druck am Ein- und Austritt des Laufrades).
   1. Einstufige, z. B. *Hero, de Laval* (1883).
   2. Mehrstufige, z. B. *Parsons*,
      (nur Druckabstufung möglich, Geschwindigkeitsabstufung ausgeschlossen).

III. *Zusammengesetzte Turbinen*, z. B. *Westinghouse - Parsons, Sulzer*.

Gentsch bringt allerdings noch einen neuen Gesichtspunkt von *Curtis* in die Betrachtung, welcher die Grenzen zwischen Druck- und Geschwindigkeitsabstufung etwas verwischt.

Da bekanntlich in den Leit- und Laufzellen Strömungswiderstände und infolge der Richtungsänderungen zentrifugale Kräfte

[1]) s. D. p. J. 1904, Bd. **319**, S. 703.



ausgelöst werden, welche auf Verdichtung des Treibmittels hinwirken und zu Energieverlusten führen, belässt *Curtis* auch in Gleichdruckturbinen mit Geschwindigkeitsabstufung dem Dampfstrahl einen gewissen Spannungsüberschuss, welcher teils zur Deckung der Bewegungswiderstände, teils zur Verhinderung von Zustandsänderungen infolge der Zentrifugalkräfte dient. Denn nach *Gentsch* „erfolgt die zu Energieverlusten führende Zustandsänderung nicht, wenn dem Dampf noch eine gewisse, den Zentrifugalkräften gewachsene Spannung verbleibt". Ein derart aufzuwendender Spannungsrest, dessen Wert höchstens auf etwa 0,5 Atm. Ueberdruck zwischen dem Anfang der ersten Laufzelle und dem Ende der letzten steigt, dürfte mithin noch nicht genügen, um die Gleichdruckturbine in eine vollwertige Druckstufenturbine umzuwerten.

Einer Würdigung der vielen Einzelheiten des Buches kann an dieser Stelle nicht näher getreten werden, da eine solche zu weit führen würde. In besonderen Abschnitten behandelt *Gentsch* Spannungsturbinen, Geschwindigkeitsturbinen, gegenläufige Räder, Reibungsräder, Verbundanordnungen, Mittel zur Ermässigung der Umläufe der Turbinen, Kondensation, Verwendung von Heissdampf, Verwertung des Abdampfes, innere Widerstände, Regelung, Umsteuerung, Dampfleitvorrichtungen, Laufräder, Spaltdichtungen, Entlastungen, Lagerung, Kraftübertragung, Stopfbüchsen, Dampfturbinen für Dynamos, Turbinenpumpen, Turbinengebläse, Dampfturbinen für Landfahrzeuge und Dampfturbinen für Schiffsbetrieb.

Aus dem am Schluss des Buches aufgestellten Verzeichnis der berücksichtigten Patentschriften geht hervor, dass nicht weniger als 187 deutsche, 2 österreichische, 8 schweizerische, 9 französische, 172 englische und 80 amerikanische Patentschriften als Quellen herangezogen worden sind.

Bau der Dampfturbinen. Von *Alfred Musil*, Professor an der K. K. Deutschen Technischen Hochschule in Brünn. 233 S. mit 102 Abb. Leipzig, 1904. B. G. Teubner.

Musil bietet mit der vorliegenden Arbeit eine gesichtete Zusammenfassung aus dem angehäuften Stoff über Dampfturbinen in Form eines beschreibenden Lehrbuches. Der Verfasser hat sich vorteilhaft auf die Dampfturbinensysteme des heutigen Marktes beschränkt. Zur Erreichung „jener Vollständigkeit, welche speziell für Studierende technischer Hochschulen nötig ist", hätten freilich auch die gegenläufigen Turbinen (z. B von *Seger* u. a.), sowie die Turbinen von *Kolb* und *Lindmark* [2]) einigermassen erwähnt werden dürfen, weil alle drei neue, entwicklungsfähige Systeme verkörpern.

Im ersten Abschnitt bespricht *Musil* die Dampfturbinen und ihre Einteilung. Die allgemein gehaltene Behauptung des Verfassers, dass die praktische Durchführbarkeit mehrstufiger Druckturbinen mit Druckabstufung die Vereinigung aller Turbinenräder auf derselben Welle fordere, ist nicht ganz richtig, sondern wird durch das D. R. P. 156 088 widerlegt, welches von *Riedler-Stumpf* unter dem Decknamen *Behrisch* für Lokomotivturbinen genommen wurde. Für Ueberdruckturbinen ist diese Behauptung ebensowenig zutreffend, weil *Parsons* bekanntlich Hoch-, Mittel- und Niederdruckturbinen bei Schiffen auf getrennte Wellen setzt.[3]) Der Verfasser ordnet überdies auffallenderweise die *Parsons*-Turbine den mehrstufigen „Druckturbinen" unter, was doch den herrschenden Begriffsbezeichnungen zuwiderläuft, denn nach diesen gehört die *Parsons*-Turbine zu den Ueberdruckturbinen und wegen der Unterteilung des Druckgefälles zu den Druckstufenturbinen, aber nicht zu den Druck- oder Aktionsturbinen.[4])

Der zweite Abschnitt behandelt die *Laval*-Düse und demgemäss die Umsetzung der Spannungsenergie des Dampfes in Strömungsenergie. Zunächst gibt *Musil* die *Zeuner*sche Theorie wieder, welche von der *de Saint-Vénant*schen Formel ausgeht und von den Bewegungswiderständen absieht. Dann folgen die Ausflussversuche *Gutermuths*, welche zu dem Schlusse führten, dass die grössten Ausflussmengen mehr durch Kontraktion und weniger durch Reibung oder Ablenkung beeinflusst werden. Auch das schöne graphische Verfahren, welches *Koob* zur Untersuchung der Strömungserscheinungen angegeben hat, ist in das Buch aufgenommen worden. Anschliessend erfolgt die Behandlung der mit Widerständen behafteten Strömung nach *Stodola*.

Der grösste Teil des Buches (S. 54—233) ist der Einzelbeschreibung der Dampfturbinen von *de Laval, Parsons, Zoelly, Riedler-Stumpf, Curtis* und *Rateau* gewidmet.

Die Schreibweise ist klar und übersichtlich. Einige bemerkenswerte Einzelheiten verdienen noch eine kurze Richtigstellung. Bei der *Laval*-Turbine ist das federbelastete, kugelförmige Lager im Gehäusedeckel keineswegs dazu bestimmt, den Achsialdruck des Dampfes auf die Schaufeln aufzunehmen. Ueberhaupt ist keines der drei Lager der *de Laval*schen Turbinenwelle so ausgebildet, dass es als Spurlager dienen könnte. Zur Einstellung und zur Aufnahme etwaiger Achsialschübe, soweit sie bei dieser Freilaufturbine denkbar sind, dient lediglich das kleine Ritzel mit seinen im Eingriff befindlichen Pfeilzähnen, und nur die Vorgelegewellen besitzen eine Spurführung. — Bei der *Parsons* Turbine, welche bekanntlich etwa 30—60 000 Leit- und Laufschaufeln besitzt, spielt naturgemäss die Materialfrage der Schaufeln neben ihrer Herstellung und Befestigung eine wichtige Rolle. *Musil* offenbart erstmals, dass die Schaufeln der ersten Stufe, namentlich wenn mit höherer Dampfüberhitzung gearbeitet wird, der hohen Dampftemperatur wegen aus schmiedbarem *Kupfer* hergestellt würden. In Anbetracht der bekannten Eigenschaften des Kupfers erscheint diese Mitteilung als unwahrscheinlich und irreführend. Sowohl Kupfer als auch gewöhnliche Bronze sind für stark überhitzten Dampf mit grossen Zugbeanspruchungen nicht empfehlenswert [5]) Reines Kupfer, gehämmert und gewalzt, besitzt nur eine Zugfestigkeit $k_z = 2100$ kg/qcm bis 150° C., welche über 150—470° C. bis auf $k_z = 1500$ kg/qcm sinkt. Demgegenüber behauptet *Troske*, [6]) dass die gewalzten oder gezogenen Profilstäbe für die Schaufeln der *Parsons*-Turbine aus einer besonders harten Bronze mit 5000 kg/qcm kleinster Zerreissfestigkeit bestehen. Die verschiedenen Schriftsteller weichen gerade in diesem Punkte auffallend voneinander ab; es sind z. B. auch schon Kupferlegierungen mit Aluminiumgehalt, Arsengehalt oder Antimongehalt genannt worden.

Hodgkinson [7]) hat dagegen bei der *Westinghouse Machine Co.* Turbinenschaufeln, welche wohl nicht ganz zufällig aus Deltametall bestanden, hinsichtlich ihrer Abnützungsverhältnisse bei verschiedenen Strömungsgeschwindigkeiten untersucht. An anderer Stelle berichtet *Hodgkinson* freilich, dass die Schaufeln aus Spezialbronze oder Stahl hergestellt seien. Vielleicht erhält der Verfasser in dieser Richtung für seine zweite Auflage völlig zuverlässige Angaben.

Die äussere Ausstattung des *Musil*schen Buches ist vortrefflich zu nennen, namentlich auch hinsichtlich der Güte der Abbildungen, auf welche niemals zuviel und selten genug Sorgfalt verwendet wird.

Die Dampfturbinen. Von Dr. *F. Niethammer*, o. Professor an der Technischen Hochschule zu Brünn. 123 S. mit 135 Abb. Zürich, 1905. Albert Raustein.

In diesem Buche fasst der Elektrotechniker das Wissenswerte vom heutigen Dampfturbinenbau hauptsächlich für seine Fachgenossen und die mit dem Verkauf von Kraftmaschinen tätigen Ingenieure zusammen. Nach einer Aufzählung der turbinenbauenden Firmen und einem kurzen Vergleich der Wärmekraftmaschinen entwickelt *Niethammer* die Einteilung der Dampfturbinen und erörtert theoretische und konstruktive Gesichtspunkte. Der Besprechung der industriellen Turbinensysteme folgen praktische Daten (Vergleichszahlen) und Bemerkungen über die Fabrikation. Zum Schluss werden noch die Gasturbine und die Maschinen mit rotierendem Kolben gestreift. Die Auswahl des Stoffes ist dem Zwecke des Buches angepasst; die Anordnung übersichtlich.

Schliesslich sei noch erwähnt, dass der Verfasser im gleichen Verlage ein Buch über „Turbodynamos" erscheinen lässt, welches dasjenige über Dampfturbinen hinsichtlich des elektrotechnischen Anwendungsbereiches ergänzen soll.

Moderne Dampfturbinen. Für weitere Kreise dargestellt von Dr. *A. Krebs*, Brüssel. 52 S. mit 21 in den Text gedruckten Abbildungen. Berlin, 1905. Georg Siemens.

Die kleine Druckschrift bietet eine gedrängte Darstellung und übersichtliche Einteilung der praktisch wichtigen Lösungsarten des Dampfturbinenproblems. Der Verfasser unterscheidet nach Druck- und Geschwindigkeitsabstufung, wie auch *Riedler* in seinem Vortrage über die Dampfturbinen.[8]) Beide Abhandlungen gleichen sich in dieser Art; in Wort und Bild gehen sie aber hauptsächlich insofern auseinander, als *Krebs* an Hand von Systembetrachtungen für die Kolb- oder Elektraturbine und *Riedler* an Hand von konstruktiven Einzelerwägungen für die *Riedler-Stumpf*-

[2]) Die *Lindmark*-Turbine wird von der *A. B. Multipelturbin* in Stockholm gebaut; die *Seger*-Turbine ist eine Reihe von Jahren durch die *A. B. Mekanikus* in Stockholm hergestellt worden.

[3]) D. R. P. 99 108.

[4]) Vergl. a. a. O. S. 13, 18 und 148.

[5]) Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure 1901, S. 1477. Vergl. auch Mitteilungen aus den Königl. Technischen Versuchsanstalten 1893, Heft 6, S. 292 und 1898, S. 171.

[6]) Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure 1905, S. 571.

[7]) *Hodgkinson*, Some theoretical and practical considerations in steam turbine work. Chicago, 1904.

[8]) Jahrbuch der Schiffbautechn. Gesellschaft, V. Bd., 1904.

Turbine eintritt. Wieweit die Richtung von *Kolb* im Turbinenbau berechtigt ist, darüber vermag erst der industrielle Wettbewerb zu entscheiden.

Obgleich die vorliegende Schrift eigentlich heissen müsste: „Moderne Dampfturbinen mit besonderer Berücksichtigung der Elektraturbine", ist dem Verfasser bezüglich dieser Turbine auf S. 32 ein grundsätzlicher Irrtum unterlaufen. Nachdem *Krebs* dargetan, dass der Dampf in der Einströmdüse vollständig auf den Gehäusedruck expandiere, also ohne Ueberdruck in das Gehäuse eintrete, fährt er fort, dass sich die Umführungen „nach Massgabe der fortschreitenden Expansion" erweitern. Es leuchtet ein, dass gemeint ist „nach Massgabe der abnehmenden Geschwindigkeit"; der Absatz ist auch richtig Dampfturbinen mit Geschwindigkeitsstufen und *einer* Druckstufe überschrieben und an anderer Stelle (S. 26) schliesst der Verfasser eine Druckstufenturbine mit nur einem einzigen Laufrade wegen wirtschaftlicher Bedenken aus.

Im übrigen verdienen die Ausführungen des Verfassers die unumwundene Anerkennung einer bündig klaren Behandlung des Stoffes in allgemein verständlicher Form.

Das Vorwort beginnt mit einer Würdigung der Wechselbeziehungen zwischen Technik und Kapital im Hinblick auf die Entwicklung der Dampfturbine. Diese beherzigenswerten Auslassungen lauten:

Die Dampfturbinen haben dank den bahnbrechenden praktischen Erfolgen hervorragender Ingenieure, sowie durch das lebhafte Interesse, welches ihnen jetzt auch das Grosskapital entgegenbringt, den richtigen Boden für eine schnelle und gedeihliche Entwicklung gefunden. Ist diese Verbindung von Technik und Kapital an sich schon eine Gewähr dafür, dass dem Fortschritt die natürlichen Sorgen benommen sind, so ist sie gerade bei den Dampfturbinen von besonderer Bedeutung, denn ihre schnelle und sachgemässe Fortbildung erfordert in allererster Linie Kapital und wieder Kapital, um die besten Kräfte zur weiteren Durchbildung und Vereinfachung zu vereinen, die Gesetzmässigkeiten klarzustellen, kurz das ganze Gebiet für ein grosses Vorgehen vorzubereiten. Mehr als je scheint bei dem Dampfturbinenproblem der Weg vom Verwickelten zum Einfachen dornenvoll und kostspielig.

Berlin-Halensee. *Karl H. Merk.*

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Indirekte Beleuchtung von Schul- und Zeichensälen mit Gas- und elektrischem Bogenlicht. Mit zahlreichen Abb. Bericht über Versuche in München, erstattet von der auf Veranlassung des Deutschen Vereins von Gas- und Wasserfachmännern gebildeten Kommission. München und Berlin, 1905. R. Oldenbourg. Preis geh. 1,75 M.

Dampfkessel-Ueberwachungs-Verein für die Provinz Posen, mit dem Sitze in Posen. Siebenundzwanzigster Geschäftsbericht 1904. Posen, 1905. Merzbach.

Korrespondenz und Registratur in technischen Betrieben. Praktische Winke und Ratschläge für die Organisation und die Behandlung des technischen Schriftverkehrs unter besonderer Berücksichtigung der technischen Registratur. Herausgegeben von *Jacob Wallauer,* techn. Korrespondent bei der *A.-G. Brown, Boveri & Co* in Baden. Zürich. Orell Füssli. Preis geh. 2 M.

Jahrbuch für das Eisenhüttenwesen. (Ergänzung zu „Stahl und Eisen".) Ein Bericht über die Fortschritte auf allen Gebieten des Eisenhüttenwesens im Jahre 1902. Im Auftrage des Vereins deutscher Eisenhüttenleute bearbeitet von *Otto Vogel.* III. Jahrgang. Düsseldorf, 1905. A. Bagel. Preis geb. 10 M.

Theorie und Praxis der Feuerungs-Kontrolle in leicht verständlicher Darstellung. Nebst einem Anhang: „Uebersicht über die erforderlichen Kontroll-Anlagen unter Berücksichtigung verschiedener Apparat-Anordnungen". Herausgegeben unter Mitwirkung bewährter Fachmänner von *G. A. Schultze,* Berlin-Charlottenburg. Mit 56 Abb., vielen Tabellen und 1 Tafel. Berlin, 1905. A. Seydel. Preis geh. 5 M., geb. 6 M.

Die wahre Ursache der hellen Lichtstrahlung des Radiums. Von *J. H. Ziegler,* Dr. phil. Zweite, verbesserte Auflage. Zürich, 1905. Orell Füssli.

Hand- und Lehrbuch der Niederen Geodäsie. Begründet von *Friedr. Hartner,* weiland Professor an der k. k. technischen Hochschule in Wien, fortgesetzt von Hofrat *Josef Wastler,* weiland Professor an der k. k. technischen Hochschule in Graz, und in 9. Auflage umgearbeitet und erweitert von *Eduard Dolezal,* o. ö. Professor an der k. k. montanistischen Hochschule in Leoben. II. Band. Wien, 1905. L. W. Seidel & Sohn.

Das Funken von Kommutatormotoren. Mit besonderer Berücksichtigung der Einphasen-Kommutatormaschinen. Von *F. Punga.* Mit 69 Abb. Hannover, 1905. Gebr. Jänecke.

Unerschöpfliche Vermögensquellen. Studien aus dem Erfinderleben. Von Patentanwalt *Weber*-Berlin. Selbstverlag. Preis geh. 30 Pf.

Die Eisenbahntechnik der Gegenwart. Herausgegeben von *Blum,* Geheimer Ober-Baurat, Berlin, *v. Borries,* Geheimer Regierungsrat, Professor an der Technischen Hochschule Berlin und *Barkhausen,* Geheimer Regierungsrat, Professor an der Technischen Hochschule Hannover, Vierter Band: Zahnbahnen. Städtische Bahnanlagen. Betriebsmittel der Kleinbahnen und elektrischen Bahnen. Betriebsmittel der Zahnbahnen. Abschnitt A.: **Die Zahnbahnen.** Bearbeitet von *Dolezalek,* Hannover. Mit 208 Abb. Wiesbaden, 1905. C. W. Kreidel. Preis geh. 6,60 M.

Naturkonstanten in alphabetischer Anordnung. Hilfsbuch für chemische und physikalische Rechnungen mit Unterstützung des Internationalen Atomgewichtsausschusses herausgegeben von Professor *H. Erdmann* und Privatdozent Dr. *P. Köthner,* beide am Anorganisch-Chemischen Laboratorium der Königlich Technischen Hochschule zu Berlin. Berlin, 1905. Julius Springer. Preis geb. 6 M.

Anleitung zum technischen Kopfrechnen. Zusammengestellt von *Karl Schedlbauer,* k. k. Regierungsrat und Direktor der deutschen k. k. Staatsgewerbschule in Brünn. Brünn, 1905. Carl Winiker. Preis geb. 1,40 M.

Die Kaufmannsgerichte und das Verfahren vor denselben nach dem Reichsgesetz vom 6. Juli 1904, sowie die Rechtsverhältnisse zwischen dem Prinzipal, den Handlungsgehilfen und Lehrlingen, nebst ausführlichem Kommentar, Musterstatut und vielen praktischen Formularen. Von *Emil Wolff,* Gewerbegerichtsvorsitzender, Grossh. Kreisamtmann a. D. und Syndikus, Frankfurt a. M. Leipzig-Reudnitz. Dr. iur. Ludwig Huberti, G. m. b. H. Preis geb. 2,75 M.

Précis d'Hydraulique. La Houille blanche, par *R. Busquet,* professeur à l'Ecole industrielle de Lyon, (Encyclopédie industrielle). Paris. J.-B. Baillière et fils. 5 francs.

Die Entwicklung des Niederrheinisch-Westfälischen Steinkohlen-Bergbaues in der zweiten Hälfte des 19. Jahrhunderts. Herausgegeben vom Verein für die bergbaulichen Interessen im Oberbergamtsbezirk Dortmund in Gemeinschaft mit der Westfälischen Berggewerkschaftskasse und dem Rheinisch-Westfälischen Kohlensyndikat. IX. Aufbereitung, Kokerei, Gewinnung der Nebenprodukte, Brikettfabrikation, Ziegeleibetrieb. Mit 337 Abb. und 19 Tafeln. Berlin, 1905. Julius Springer.

Die elektrischen Druckknopfsteuerungen für Aufzüge. Von *A. Genzmer,* Diplom-Ingenieur. Mit 180 Abb. Hannover, 1905. Gebrüder Jänicke. Preis geh. 5 M., geb. 6 M.

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.



DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

86. Jahrg., Bd. 320, Heft 28. **Berlin, 15. Juli 1905.**

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Ueber den Wärmedurchgang bei Kesselheizflächen.

Von **Jens Rude**, Ingenieur.

Nachdem sich mit der Frage der Wärmeübertragung seit Jahren nur die Physiker beschäftigt hatten, haben heute auch die Ingenieure sich ihr zugewendet. Es hat sich dabei schon bestätigt, was man längst ahnte, dass die Lehre von der Wärmeübertragung in ihrer Anwendung auf Dampfkesselheizflächen nicht als genügend klargelegt bezeichnet werden konnte; dass im Gegenteil vieles noch der näheren Aufklärung bedürfte.

Durch die Ergebnisse der in den letzten Jahren ausgeführten und zum Teil noch nicht beendeten Versuche an Kesseln und Ueberhitzern wurden neue Gesichtspunkte gewonnen und neue Einflüsse gefunden, so dass man mit dem Urteil nicht fehl gehen dürfte, dass die technische Wärmelehre, soweit sie die Wärmeübertragung im Dampfkessel betrifft, sich zur Zeit in einem Zustand der Gärung befindet.

Den springenden Punkt in der Lehre von der Wärmeübertragung bildet der Wärmedurchgangskoeffizient k, und zu dem Versuch, bei Kesselheizflächen die verschiedenen Einflüsse auf k darzulegen und richtig einzuschätzen, soll das Folgende ein Beitrag sein.

So wie das Wasser ohne Aufwendung von äusserer Kraft nur von einem höheren Niveau auf ein tieferes herabsinken kann, so kann nach dem zweiten Grundgesetz der Wärmelehre auch die Wärme von selbst nur von einem höheren Temperaturniveau auf ein tieferes herabgehen. Für eine Wärmebewegung ist daher ein Temperaturgefälle unerlässlich.

So verhältnismässig einfach und übersichtlich die Vorgänge aber bei der Bewegung von Wasser sind, so verwickelt und schwer zu verfolgen sind sie bei der Bewegung der Wärme von einem Körper auf einen anderen, und besonders, wenn, wie zumeist der Fall, die beiden Körper durch einen dritten getrennt sind.

Um nur ein Beispiel zur Beleuchtung dieser Verhältnisse anzuführen, soll an die Vorgänge in einem Dampfzylinder beim Wärmeaustausch zwischen Dampf und Zylinderwandung während der Füllungsperiode erinnert werden. Diese Vorgänge sind bis heute noch trotz aller Bemühung wenig aufgeklärt geblieben. Man bedenke nur, dass trotz der sich in einem kleinen Bruchteil von einer Sekunde abspielenden Vorgänge es doch möglich ist, auf dem Wege des Versuches einen Dampfverlust während der Admissionsperiode von 30 bis 50 v. H. nachzuweisen.

Zu der Unklarheit, welche mit dem Begriff der Wärme und ihrem Verhalten verknüpft ist, kommt bei dem Wärmeübergang von Heizgasen auf eine Kesselwand noch erschwerend hinzu, dass die Wärme an einzelnen Stellen gleichzeitig durch Berührung und Strahlung übertragen wird. Neuere Versuche, namentlich an Lokomotivkesseln und Dampfüberhitzern haben in deutlicher Weise ergeben, dass an der Wärmeübertragung der Uebergang durch Strahlung fast in demselben Masse beteiligt ist, wie der durch Berührung. Es ist selbstverständlich, dass dabei nur die Teile der Heizfläche in Betracht kommen, welche der unmittelbaren Bestrahlung seitens des Feuers oder grösserer hocherhitzten Mauerflächen ausgesetzt sind.

Dieser Einfluss der Wärmestrahlung dürfte für die Anordnung der Heizgasführung in der Nähe des Feuers und für die Ausgestaltung des Feuerraumes von erheblicher Bedeutung sein. Im Interesse der Erhaltung des Kessels und einer guten Wärmeausnützung liegt es, dass der Wärmedurchgang bezw. die Dampferzeugung nicht so sehr auf einen kleinen Teil der Heizfläche konzentriert wird, sondern möglichst verteilt wird. Die Bedeutung, welche dieser Teil der Heizfläche, der also Wärme sowohl durch Strahlung als auch durch Berührung überträgt, als sogenannte unmittelbare Heizfläche für Lokomotivkessel erlangt hat, ist bekannt.

Besonders bei Wasserrohrkesseln dürfte es möglich sein, in dieser Hinsicht die Hand verbessernd anzulegen.

Im Nachstehenden sollen nun an Hand von Rechnung und später noch von zeichnerischer Darstellung die Vorgänge bei der Wärmeübertragung von Heizgasen auf Wasser verfolgt werden, und zwar der besseren Uebersicht wegen unter der Voraussetzung, dass die Uebertragung nur durch Berührung und Leitung stattfindet.

Für den Verlauf des Wärmeüberganges pflegt man unter diesen Umständen drei Stufen zu unterscheiden:

1. Die Wärme wird von den Heizgasen auf die gasberührte Heizflächenwand übertragen. An der Grenze zwischen beiden entsteht ein Uebergangswiderstand oder kurz „Wärmewiderstand“ genannt. Der reziproke Wert dieses Wärmewiderstandes, der sogenannte „Wärmeübergangskoeffizient“, gibt die Anzahl Wärmeeinheiten an, die in einer Stunde für 1° Temperaturunterschied und f. d. qm Heizfläche übertragen wird, er soll in der Folge mit α_1 bezeichnet werden. Sind die Temperaturen der Heizgase und der gasberührten Wand tg und t_1, so gilt für den ersten Abschnitt der Wärmeübertragung die Gleichung

$$Q = \alpha_1 (tg - t_1) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 1)$$

wo Q die Wärmemenge bedeutet, die i. d. Stunde und f. d. qm an die Wand übergeht.

2. Die in der ersten Stufe aufgenommene Wärmemenge wird von der gasberührten Seite durch die Metallwand auf die wasserberührte Seite der Heizfläche geleitet. Die Wandstärke in Meter sei δ und der Wärmeleitungskoeffizient der Metallwand λ, ferner die Temperatur der wasserberührten Wand t_2; es besteht dann die Beziehung

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} (t_1 - t_2) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 2)$$



3. Die Wärmemenge Q geht nun von der Wand auf das Wasser über. Mit einem Wärmeübergangskoeffizient α_2 [1]) und einer Temperatur t_w des Wassers wird analog dem ersten Abschnitt:

$$Q = \alpha_2 \ (t_2 - t_w) \quad \ldots \ldots \quad 3)$$

Die Klammerausdrücke der Gleichungen 2) und 3) werden oft als *Temperatursprünge* bezeichnet.

Durch Vereinigung der drei Gleichungen entsteht die bekannte Gleichung für den Wärmedurchgang f. d. qm und Stunde

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} (t_g - t_w) \quad \ldots \quad 4)$$

Der Klammerausdruck, d. h. der Temperaturunterschied auf beiden Seiten der Heizfläche, wird bisweilen *Temperaturgefälle* genannt.

Setzt man in letzter Gleichung

$$\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} = \frac{1}{k} \quad \ldots \ldots \quad 5)$$

wo k der Wärmedurchgangskoeffizient ist, so nimmt Gleichung 4) die gebräuchlichere Form an

$$Q = k \ (t_g - t_w) \quad \ldots \ldots \quad 6)$$

oder auf die gesamte Heizfläche F bezogen

$$Q_0 = k \,.\, F \,.\, (t_g' - t_w)$$

In letzter Gleichung bedeutet $t_g' - t_w$ den mittleren Temperaturunterschied auf beiden Seiten der ganzen Heizfläche.

Da das Glied $\frac{\delta}{\lambda}$ der Gleichung 5) im Verhältnis zu den Wärmewiderständen $\frac{1}{\alpha_1}$ und $\frac{1}{\alpha_1}$ verschwindend klein ist, kann es ohne Fehler vernachlässigt werden. Man erhält dann für den Wärmedurchgangskoeffizient

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad \ldots \ldots \quad 7)$$

In Kreisen, die zu dem Kesselbau sozusagen nur platonische Beziehungen unterhalten, begegnet man häufig der Ansicht, dass der Wärmedurchgangskoeffizient k innerhalb einer Dampfkesselheizfläche eine nur wenig veränderliche Grösse sei. Diese Auffassung stützt sich auf die angeblich geringe Veränderlichkeit des Wärmewiderstandes $\frac{1}{\alpha_1}$, der gasberührten Wand längs der Heizfläche und ferner auf den scheinbar sehr grossen Unterschied zwischen letzterem und dem Wärmewiderstand $\frac{1}{\alpha_2}$ der wasserberührten Wand. Physikalisch ist gegen diese Auffassung zunächst nichts einzuwenden, solange der Wärmewiderstand $\frac{1}{\alpha_1}$ bezw. der Wärmeübergangskoeffizient α_1 nur von der Heizgasgeschwindigkeit in Abhängigkeit gesetzt wird und für $\frac{1}{\alpha_2}$ der geringe Wärmewiderstand angenommen wird, welcher zwischen einer Metallwand und Wasser besteht. Eine kurze Rechnung wird das sofort bestätigen. So gibt z. B. die „Hütte" für α_1 die Formel an

$$\alpha_1 = 2 + 10 \sqrt{v},$$

wo v die Geschwindigkeit der Heizgase bedeutet. Mit $v = 4$ m im Mittel wird dann $\alpha_1 = 22$. Nach der „Hütte" beträgt ferner der Uebergangskoeffizient für nicht siedendes Wasser, also im ungünstigsten Falle $\alpha_2 = 500$. Nach Gleichung 7) findet sich hieraus der Durchgangskoeffizient

$$k = \frac{1}{\frac{1}{22} + \frac{1}{500}} = 21,$$

also nur wenig verschieden von α_1.

Mit dem gleichen Wert für α_1, aber $\alpha_2 = \infty$, das heisst, die Wärmeübertragung an das Wasser erfolgt unter den denkbar günstigsten Umständen bei unendlich grosser Geschwindigkeit des Wassers, wird

$$k = \frac{1}{\frac{1}{22} + \frac{1}{\infty}} = \frac{1}{\frac{1}{22} + 0} = 22,$$

woraus zu entnehmen wäre, dass für Kesselheizflächen der Wärmedurchgangskoeffizient bei einer mittleren Gasgeschwindigkeit von 4 m überall grösser als 21 und kleiner als 22 ist.

Ganz so einfach liegen die Verhältnisse indessen nicht. Ein solches Ergebnis steht in vollem Widerspruch mit praktisch gewonnenen Ergebnissen, die im Gegenteil beweisen, dass der Wärmedurchgangskoeffizient k an den verschiedenen Stellen innerhalb einer Heizfläche in verhältnismässig weiten Grenzen veränderlich ist. Tatsächlich sind die Vorgänge bei der Wärmeübertragung weit verwickelter, als die angeführten Formeln es erkennen lassen.

Zu den Grössen, die nach neueren Versuchen einen hervorragenden Einfluss zunächst auf α_1 und dadurch auf k auszuüben scheinen, gehört die Temperatur der Heizgase, auf die Gleichung 5) gar keine Rücksicht nimmt.[2])

Neben einzelnen wertvollen Versuchen an Dampfkesseln, von denen weiter unten noch die Rede sein wird, und die zur Klärung der vorliegenden Fragen erheblich beigetragen haben, sind noch die in neuester Zeit an Dampfüberhitzern vorgenommenen Versuche geeignet, auch auf die entsprechenden Verhältnisse der Kesselheizfläche einiges Licht zu werfen.

Nach diesen Versuchen sind nun an Dampfüberhitzern Fälle vorgekommen, bei denen Durchgangskoeffizienten erhalten wurden, die erheblich grösser sind als die an Kesselheizflächen im allgemeinen gewonnenen. Wären nun die vorhin bei der Bestimmung der Uebergangs- bzw. Durchgangskoeffizienten gemachten Annahmen richtig, so wäre es nicht möglich, für den Ueberhitzer grössere Werte für k zu erhalten, als für den Kessel. Denn während auf der gasberührten Seite der Heizfläche sowohl für Kessel als Ueberhitzer angenähert die gleichen Bedingungen herrschen, insofern die Gasgeschwindigkeit in Frage kommt, befindet sich hinsichtlich des Wärmewiderstandes die innere Heizflächenseite des Ueberhitzers gegen die des Kessels ganz erheblich im Nachteil.

Soweit sich bisher übersehen lässt, scheint einerseits die Wirksamkeit der gasberührten Heizfläche in hohem Masse ausser von der Gasgeschwindigkeit bezw. von dem Gasgewicht, was ja auch die angeführte Annäherungs-

[1]) In der Folge soll die sich später ergebende Verminderung des Wärmedurchganges infolge verunreinigender Körperschichte auf der Wasserseite der Heizfläche als herrührend von einer Vergrösserung des Wärmewiderstandes $\frac{1}{\alpha_2}$ zwischen Wand und Wasser aufgefasst werden. Diese Betrachtungsweise ändert nichts an den Ergebnissen und hat gegenüber der getrennten Behandlung den Vorteil, dass die Uebersicht erheblich erleichtert wird.

[2]) *Mollier* hat in der „Hütte" eine Formel für den Durchgangskoeffizienten angegeben, die die absolute Temperatur im Feuerraum enthält. Diese Formel hat jedoch nur für die direkte Heizfläche Gültigkeit.

formel für α_1 erkennen lässt, noch von der Temperatur der Heizgase, oder, was wahrscheinlich richtiger ist, von dem Temperaturunterschied zwischen Gasen und der gasberührten Wand abzuhängen, und zwar in der Weise, dass die Wirksamkeit sich bei zunehmendem Temperaturunterschied erhöht. Auf der anderen Seite weist die Erfahrung, bestätigt durch Versuche, darauf hin, dass die Wirksamkeit der wasserberührten Kesselheizfläche, also die Grösse des Uebergangskoeffizienten α_2, bisher erheblich überschätzt worden ist.

Es würde sich aus dem Vorstehenden ergeben, im Gegensatz zu den bisherigen Anschauungen, dass der Unterschied zwischen den Wärmeübergangskoeffizienten α_1 und α_2 nicht so bedeutend ist, dass nicht eine Veränderung im Werte von α_2 den Durchgangskoeffizienten k in merkbarem Masse zu beeinflussen vermögen sollte. Nur auf diese Weise ist der Einfluss von der Wasserbewegung und der Verunreinigung auf der wasserberührten Heizflächenseite auf die Wärmeübertragung zu erklären.

Es ist eine bekannte Tatsache, dass die Praxis nie ein rechtes Vertrauen zu den Formeln für die Wärmeübertragung gehegt hat. Der Grund liegt in der Unzulänglichkeit, wenn die Formeln auf praktische Fälle angewendet werden. Die Schuld trifft dabei weniger die Formeln selbst, als vielmehr die vorhandenen ungenügenden Angaben über die Uebergangskoeffizienten α_1 und α_2. Diese sind bei Laboratoriumsversuchen gefunden und nur unter ganz bestimmten Voraussetzungen zutreffend, die mit den Verhältnissen eines Dampfkessels im Betrieb natürlich nur wenig gemein haben können.

Es hat unter anderem befremdet, dass die Gleichungen infolge der bisher gemachten Voraussetzungen für α_1 und α_2, wie vorhin schon berührt, den günstigen Einfluss des Wasserumlaufes oder den nachteiligen Einfluss einer Verunreinigung der wasserseitigen Heizfläche fast gar nicht zum Ausdruck bringen, während doch die Erfahrung im praktischen Kesselbetrieb schon längst die Bedeutung dieser Erscheinungen für den Wärmedurchgang festgestellt hat.

Selbst unter den Physikern bestehen noch Meinungsverschiedenheiten über die Natur der Uebergangswiderstände, namentlich was den Uebergangswiderstand zwischen Wand und Wasser betrifft. Während nämlich die einen der Ansicht sind, dass ein Temperatursprung zwischen Heizflächenwand und siedendem Wasser überhaupt nicht besteht, wonach also nach Gleichung 3) α_2 unendlich gross sein müsste, sind andere der gegenteiligen Meinung. Es dürfte eigentlich kein Zweifel darüber aufkommen, dass ein Temperatursprung bezw. Uebergangswiderstand bestehen muss, und wenn Versuche ergeben, dass solche nicht vorhanden sind, so kann das nur auf die Unzulänglichkeit der Messverfahren und -Vorrichtungen zurückzuführen sein. Denn da es sich hier um die Uebertragung der Wärme von einem Körper auf einen anderen handelt, so kommt das schon erwähnte zweite Hauptgesetz der Wärmelehre, nach welchem ein Temperaturunterschied zwischen den beiden Körpern unerlässlich ist, sofern Wärme übergehen soll, auf den Fall unmittelbar zur Anwendung.

Nach der Kenntnis des Verfassers sind an Dampfkesseln bisher keine Versuche zur unmittelbaren Bestimmung der Uebergangskoeffizienten α_1 und α_2 vorgenommen worden. Weiter unten soll ein Vorgang gezeigt werden, um mit Hilfe der Temperaturen der Heizflächenwand und der durchgehenden Wärmemengen diese Grössen durch Rechnung angenähert zu bestimmen. Dagegen liegt bereits eine Anzahl von Versuchen an Dampfkesseln vor, bei denen der Durchgangskoeffizient k ermittelt wurde.

Unter diesen Versuchen, die zunächst das Verhalten des mittleren Durchgangskoeffizienten bei verschiedenen Anstrengungsgraden eines Kessels feststellen, verdienen die an einem Lokomobilkessel vorgenommenen Leistungsversuche, über die Professor *Gutermuth* in der „Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing.“, Heft 6 d. J. berichtet hat, besondere Beachtung. In Fig. 1 ist die bei diesen Versuchen für k gefundene Kurve mit $\overline{ab}$ bezeichnet. Als Abszissen

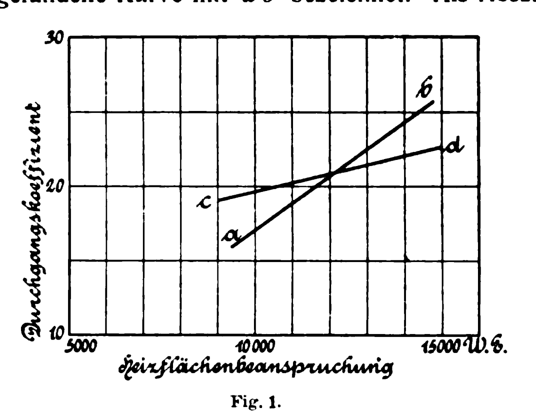


Fig. 1.

sind dabei die durchschnittlichen Heizflächenbeanspruchungen in Wärmeeinheiten f. d. qm Heizfläche und Stunde aufgetragen und als Ordinaten die zugehörigen Wärmedurchgangskoeffizienten. Der kleinste Wert, $k = 17{,}2$, wurde bei einer Beanspruchung von 15,48 kg Dampf f. d. qm., und der grösste, $k = 26$, bei 23,7 kg Dampf f. d. qm gefunden. In die Figur ist neu die Kurve cd eingezeichnet worden, welche die Neigung der Kurve für k erkennen lässt, wenn die Durchgangskoeffizienten nach der Annäherungsformel $k = \alpha_1 = 2 + 10\sqrt{v}$ berechnet werden. Es kommt bei einem Vergleich der beiden Kurven hier nicht auf ihre absoluten Werte, sondern nur auf die gegenseitige Neigung an. Wie die Figur deutlich erkennen lässt, steigt die durch Versuch ermittelte Kurve bedeutend rascher an. Der Wärmedurchgangskoeffizient[3]) nimmt angenähert proportional der Kesselspannung zu.

Wie es in dieser Hinsicht mit dem mittleren Durchgangskoeffizient anderer Kesselbauarten bestellt ist, können nur Versuche bestimmt ergeben. Aus den Versuchen, die bisher an Kesseln bei verschiedenen Beanspruchungen zur Bestimmung des Nutzeffektes vorgenommen wurden, scheint indessen hervorzugehen, dass namentlich bei gewissen Ausführungsformen der Wasserrohrkessel, deren Wasserumlauf kräftig und zwanglos ist,[4]) eine ähnliche Proportionalität zwischen Durchgangskoeffizient und Beanspruchung besteht.

(Schluss folgt.)

[3]) Bei demselben Anlass wurden auch die Durchgangskoeffizienten für den Ueberhitzer ermittelt. Dabei ergaben sich für Kessel- und Ueberhitzerheizflächen bei den verschiedenen Beanspruchungen im vorliegenden Falle nahezu dieselben Werte.

[4]) Siehe hierüber Näheres in des Verfassers Aufsatz: „Der Wasserumlauf in Dampfkesseln und seine Bedeutung“ in der „Zeitschrift für Dampfkessel und Maschinenbetrieb“, Heft 12, 14 und 15.

Ueber neuere Riemengetriebe.

Von **Rudolf Hundhausen**, Berlin-Halensee.

(Schluss von S. 410 d. Bd.)

Zum Schlusse sei nochmals darauf hingewiesen, dass die moderne Maschinentechnik, wie auf anderen Gebieten, so namentlich auch bei den Triebwerksanlagen (Transmissionen) eine gewisse Verfeinerung durchmacht, die besonders den Zweck verfolgt, alle unnötigen Kosten zu vermeiden eine möglichst günstige Nutzwirkung zu erzielen.

Die von der *Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft* herausgegebene *„Anleitung zur Einrichtung und Instandhaltung von Triebwerken"* sagt darüber (S. 2):

„Es muss daher immer wieder darauf aufmerksam gemacht werden — und dies kann gar nicht genug geschehen —, dass sich Ersparnisse nicht allein bei Maschinen und Kesseln, sondern auch bei Triebwerken erzielen lassen und zwar meist bedeutend höhere, als man gewöhnlich anzunehmen pflegt. Schlecht ausgeführte und schlecht bediente Triebwerke verursachen häufige Betriebsstörungen, welche Unkosten und viel Aerger herbeiführen. Sie geben ferner Anlass zu vielen Ausbesserungen, die zumeist besondere Arbeitskräfte mit besonderer kleiner Werkstätte erfordern. Sie verbrauchen ausserordentlich viel Kraft, also Kohlen und eine grosse Menge Schmiermaterial. Endlich auch erfordert ein solches Triebwerk einen grossen Aufwand an persönlicher Willensstärke, da man durch alle Schwierigkeiten hindurch Herr der Fabrikation bleiben möchte.

Bei Anlagen in der Kleinindustrie, bei welchen nur mit wenigen Pferdestärken gearbeitet wird, kommt es häufig vor, dass der grösste Teil der vom Motor geleisteten Arbeit auf Bewegung der Wellenleitung aufgewendet wird und dass die Freude des Besitzers sich in dankbaren Briefen äussert, wenn nach Einbau einer neuen Kraftleitung sich die Leistung erhöht und die Geldausgabe vermindert hat.

Die Sparsamkeit im maschinellen Betriebe spielt eine so grosse Rolle, dass es unbedingt geboten ist, diesem bisher vernachlässigten Teile einer Fabrik grössere Sorgfalt zuzuwenden".

Ueber *„Riementriebe"* besonders sagt die vorerwähnte *„Anleitung"* (S. 20):

„Die Anwendung der Riemen für grosse Kräfte hat sich bisher noch nicht genügend eingebürgert; es fehlt offenbar noch an der Erkenntnis der grossen Vorteile, welche man mit leicht gespannten, schnell laufenden[10]) Riemen erzielt.

Es unterliegt keinem Zweifel, dass nach den jetzigen Erfahrungen der Riementrieb auch für die bedeutendsten Kräfte vorteilhaft ist. Es kann daher die Verwendung von Riemen nicht genug empfohlen werden."

Alsdann wird aber unter anderen sehr bemerkenswerten Mitteilungen und Hinweisen eigentlich nur der wagerecht verlaufende Riementrieb mit möglichst grossem Achsenabstand in Betracht gezogen (vergl. Fig. 12), indem es heisst (S. 21):

„Das Verhältnis der Scheiben zueinander sei nicht kleiner 1 : 5. Die Entfernung derselben sei für Riemen unter 100 mm Breite 4 m, für breitere Riemen mehr, bis zu 9 m von Mitte bis Mitte gemessen.

Der untere Riemen soll stets der treibende sein. Alsdann wird wegen des Riemendurchhängens ein grösserer Scheibenbogen umspannt und die Raumbeanspruchung wird möglichst vermindert. Kleine Riemen hängen auf der schlaffen Strecke 50 bis 100 mm, breitere 100 bis 200 durch. Bei kurzen Entfernungen ist das Gewicht des durchhängenden Riemenstückes nicht ausreichend, um die für die Kraftwirkung erforderliche Spannung zu erzeugen; alsdann entstehen laufende Betriebsschwierigkeiten; denn bei einer geringen Längung zieht der Riemen nicht mehr durch und um die Längung und das immer wiederkehrende lästige, störende und zeitraubende Nachspannen zu vermeiden, wird er möglichst straff gezogen, worauf dann das Oel in den Lagern weggepresst wird und diese dadurch zum Warmlaufen und Fressen gebracht werden. Diese Uebelstände bei kurzen Riemen werden am besten durch Anwendung von Spannrollen, welche leicht angestellt werden können, vermieden."

Dieses höchst beachtenswerte Urteil der grössten Triebwerksfabrik Deutschlands wie Europas bestätigt völlig die Ausführungen des vorliegenden Aufsatzes, nur dass es die *selbsttätige* Nachstellbarkeit der Spannrollen oder anderer Einrichtungen noch ganz unberücksichtigt lässt, obwohl diese doch, wie im Vorstehenden nachgewiesen wurde, eine ausserordentlich wichtige Bedeutung hat; für wagerechte Riementriebe von genügender Länge ergibt sich jenes Bedingnis freilich von selbst, auch ohne Spannrollen usw, durch das Gewicht des in entsprechendem Bogen durchhängenden Riementrums.

Wenn auch bei Triebwerken im allgemeinen die Nachstellung der Riemen durch Veränderung der Achsen-Entfernung wie bei Elektromotoren nicht zu erzielen ist, so lässt sich doch für sie unter Anwendung von Spannrollen ohne weiteres die selbsttätige, durch Federn oder Gewichte betätigte Nachstellbarkeit erzielen.

In vorzüglicher Weise ist von dieser Möglichkeit Gebrauch gemacht worden bei dem Riementrieb *„System Lenix"*, worüber Zivilingenieur *W. Zuppinger* in Turin kürzlich eine recht verdienstvolle Abhandlung veröf-

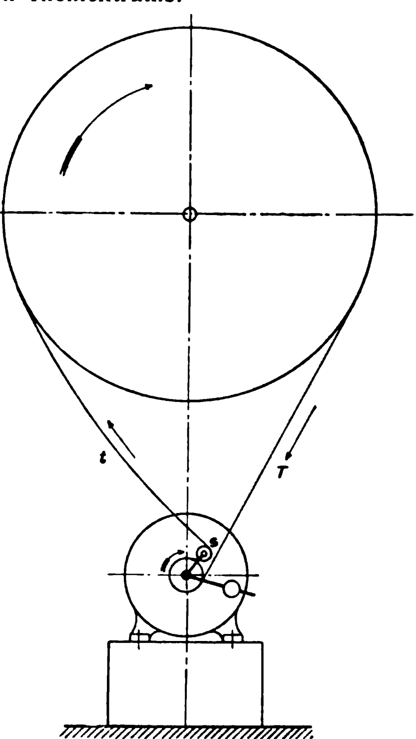


Fig. 41. Elektromotor mit Spannrolle „System Lenix". Vertikaler Riementrieb für geringen Achsenabstand u. gross. Uebersetzungsverhältnis.

[10]) Beachtenswert ist auch die Bemerkung auf S. 23: „Die Riemengeschwindigkeit wählt man mit Vorteil zu 25 m in der Sekunde, doch findet man leider zu häufig 10 bis 15 m angewendet. Die Geschwindigkeit von 30 m in der Sekunde ist nicht zu überschreiten, da alsdann die Fliehkraft die Scheibe gefährden und die Uebertragungsfähigkeit des Riemens zu stark beeinflussen würde."

Bei dem weiter unten besprochenen „Lenix" (Eig. 41) verringerte *Zuppinger* in einem Beispiele die Riemengeschwindigkeit von 11,40 auf 6,45 m, was nach Obigem nicht als Verbesserung erscheinen kann.

fentlicht hat in der „Schweizerischen Bauzeitung“ (Bd. XLV No. 15) unter dem Titel: *„Antrieb durch elektrische Motoren im Fabrikbetriebe“*. Es sei hier nur, um den Leser mit dieser neuen Anordnung bekannt zu machen, in Fig. 41 das Schema derselben wiedergegeben und dazu bemerkt, dass zur Zeit die sämtlichen 28 Motoren einer Fabrik in der Nähe von Turin mit Leistungen von 6 bis 150 Pferdestärken (zusammen 500 PS) nach diesem System ausgeführt werden. „Dasselbe erlaubt neben kürzester Achsendistanz und grösster Reduktion der Geschwindigkeit die Anwendung sowohl von wagerechtem, wie von schrägem oder *senkrechtem Riementrieb*. Letzterer gibt bekanntlich bei gewöhnlichem Riementrieb viel Anlass zu Betriebsstörungen, weil sich der Riemen bei Verlängerung von der unteren Scheibe abtrennt und schleift; um letzteres zu verhüten, muss ein solcher Riemen eben übermässig gespannt werden. Die Fig. 41 zeigt dagegen einen senkrechten Riementrieb mit „Lenix“, mit minimaler Spannung ohne Rutschen und für eine Uebersetzung von 1 : 12. Daneben nützt man durch senkrechten Antrieb eines elektrischen Motors den Raum am besten aus und hemmt keine Passage; der Motor lässt sich am vorteilhaftesten unten auf dem Fussboden oder besser auf einem niederen Sockel aufstellen und ist deshalb leicht zu beaufsichtigen und zu bedienen.“

Ausser der hier wörtlich wiedergegebenen Erklärung sei nur kurz erwähnt, dass *Zuppinger* rechnerisch ein Beispiel durchführt, woraus sich ein recht günstiges Resultat für den „Lenix“ ergibt: Durch den erheblich vergrösserten Umschlagwinkel der kleinen (Motor-) Scheibe wird das Verhältnis der Zugspannungen $T:t$ im ziehenden und im schlaffen Trum etwa auf die Hälfte verringert, so dass die Reibungsarbeit in den Lagern bedeutend verkleinert wird. Irrtümlicherweise ist aber vernachlässigt die Zapfenreibung der Spannrolle s, indem von dem Druck P_2, welcher sich aus der Spannung t des schlaffen Trumes ergibt (vergl. Fig. 42), gesagt wird: „Dieser Druck wird

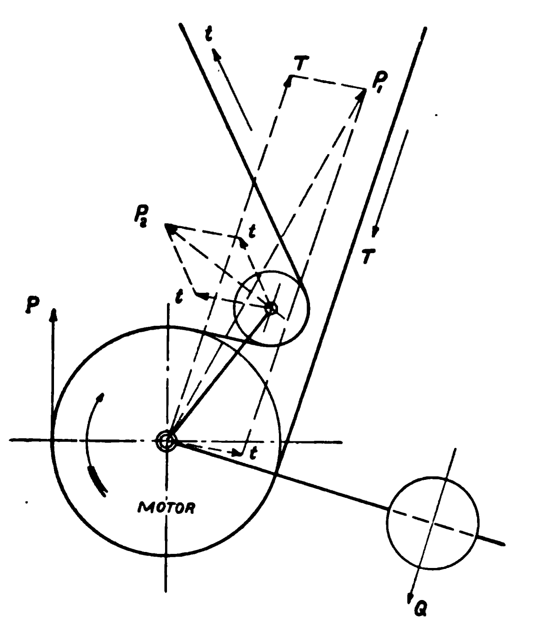


Fig. 42.[11]) Kräfteplan für den „Lenix“ nach Fig. 41: Lagerdrücke P_1 für die Achse des Motors, P_2 für den Zapfen der Spannrolle.

durch das Gegengewicht Q — ‚aufgehoben‘ —, so dass sozusagen keine Zapfenreibung an der Rolle auftritt.“

In dieser unklaren und missverständlichen Darstellung[11]) ist offenbar ein nicht ganz unbedeutender Fehler enthalten, da die Reibungsverluste, welche durch die Spannrolle verursacht werden, wohl nicht zu unterschätzen sind, zumal diese Rolle sehr klein zu halten ist und daher sowohl eine hohe Umlaufsgeschwindigkeit haben muss, als auch den Riemen sehr stark biegend beansprucht.

[11]) Fig. 42 enthält übrigens eine Berichtigung des Originals (Abb. 8), in welchem für das Kräfteparallelogramm der Motorachse irrtümlich die Richtung von T in der umgekehrten, nämlich in der Laufrichtung des Riemens, angenommen war, während die Zugkraft des Riemens T ja dieser entgegengesetzt gerichtet ist.

Es sei übrigens auf die ähnlichen Riementriebe nach *Reuleaux*s „Konstrukteur“ (IV. Aufl.) S. 756 hingewiesen, insbesondere auf die in Fig. 43b und 43c (nach Fig. 844) wiedergegebenen Riementriebe für starke Uebersetzungen, wobei die Leitrolle C, die zugleich als Spannrolle dienen kann, so gross ist als die Triebrolle A: ersterer Mecha-

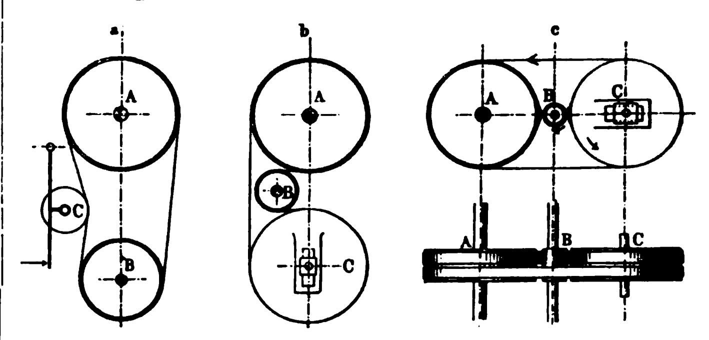


Fig. 43. Aeltere Riemengetriebe mit Spannrollen (C), insbesondere für grosse Umschlingung der kleinen Treibrolle (B) bei starken Uebersetzungen.

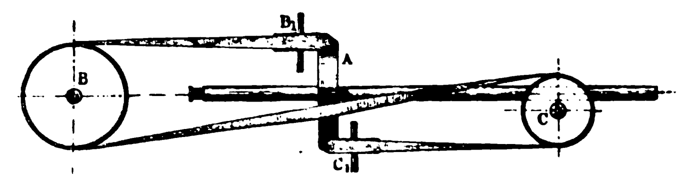
nismus wurde von *Eckert* benutzt zum Betriebe der Trommel an Dreschmaschinen; letzterer, aus zwei Riementrieben der vorigen Art zusammengesetzt, wurde von *Weaver* bei Sägen angewandt.

Zuppinger sagt in seinem Bericht, er habe die Wahl gehabt unter folgenden Reduktionssystemen:

1. Gewöhnlicher Riementrieb mit Vorgelegen; 2. *Grisson*getriebe; 3. Zentratorkupplung von *Welter, Elektrizitäts- und Hebezeuge-Werke Aktiengesellschaft* in Köln; 4. Reduktionskupplung von *Paul Heuer* in Leipzig und 5. Riementrieb „System Lenix“.

Er fährt dann fort: „Ich setze die Systeme 2, 3 und 4 als bekannt voraus; es sind alles mehr oder weniger komplizierte Rädermechanismen, die ich nicht verdammen will, die mir aber doch nicht das nötige Zutrauen für einen absolut sicheren, reparaturfreien Betrieb und für ruhigen und geräuschlosen Gang[12]) einflössten. Dagegen

[12]) Auf diesen Punkt sollte noch viel grössere Aufmerksamkeit gewandt werden. Mir ist eine im übrigen geradezu mustergültige neue Maschinenfabrikanlage bekannt, in welcher fünf Hauptwellen durch je einen 22-pferdigen Elektromotor mit Zahnrädervorgelege angetrieben werden. Obwohl letztere von einer ersten Spezialfabrik geliefert, der Triebling aus Rohhaut und das grosse Zahnrad aus Gusseisen sauber gefräst wurden, so verursachen diese Getriebe doch einen betäubenden Lärm und bedürfen wegen starker Abnutzung häufigen Ersatzes. Im vorliegenden Falle handelt es sich um parallele Achsen, also um Stirnräder. Schlimmer noch wird die Sache bei konischen und bei Schraubenrädern, die sich ebenfalls durch Riementriebe ersetzen lassen, wie die beistehende Figur zeigt. Von der Rolle A



aus werden mit einem Riemen zwei parallele Wellen getrieben, von denen die eine B rechtwinklig schneidend, die andere C desgleichen geschränkt zu A liegt (*Reuleaux*s „Konstrukteur“, Fig. 859).

Die oben erwähnte Schrift der *Berlin-Anhaltisch n Maschinenfabrik* sagt darüber: „Riemenleiter wendet man überall an, wo grosse Umdrehungsgeschwindigkeiten vorkommen und die Kraft von einer Welle auf eine andere übertragen werden soll, welche in irgend einem Winkel zur ersteren liegt. Auch wenn die Lage und Geschwindigkeit der Wellen die Anwendung von

schien mir das System „Lenix“ mit Riemen in ernstliche Erwägung gezogen werden zu sollen, um so mehr, als ich an einer ausgeführten Anlage bereits dessen praktische Vorteile kennen gelernt hatte. Obwohl dieses System schon auf der Weltausstellung 1900 in Paris vorgeführt war, ist es merkwürdigerweise erst in neuerer Zeit zur Geltung gekommen und auch heute noch vielen Fachleuten unbekannt. Ich glaube daher etlichen von ihnen einen Dienst zu erweisen, wenn ich in folgendem dieses System näher beleuchte.“

Der Verfasser wollte die sich ihm hier bietende Gelegenheit nicht verabsäumen, ebenfalls auf den sogen. „Lenix“ (Fig. 41) hinzuweisen, um so mehr, als er einen überaus willkommenen Beweis bietet für die an zahlreichen Beispielen von ihm erläuterte Wichtigkeit der *selbsttätigen* Nachstellung bei Riementrieben.

Diese *Selbsttätigkeit* beim „Lenix“ ist auch für die oben berührte Frage der Zapfenreibung bei der Spannrolle s von massgebender Bedeutung, insofern, als der Druck P_2 (Fig. 42) stets durch das Gewicht Q begrenzt wird, also von der Kraft unabhängig ist, die man beim Nachstellen der Spannrollen von Hand (vergl. auch Fig. 12, 22 und 23) anwenden kann.

Ein sehr hübsches und anschauliches Beispiel eines Seiltriebes mit belasteter Spannrolle zeigt übrigens die aus *Reuleaux*s „Kinematik II“, S. 181 entnommene Fig. 44: von den Rillenscheiben $a\,a$ eines Deckenvorgeleges aus wird bei c ein verstellbares Bohrwerkzeug angetrieben durch ein über Leitrollen a_1 und Spannrollen a_2 geführtes Seil, dessen Länge durch die in dem hängenden Trum angeordnete gewichtsbelastete Spannrolle nach Bedarf ausgeglichen wird.

Etwas anderes als diese Spannrolle ist auch die des „*Lenix*“ nicht, welche ganz richtig als „*Enrouleur*“ bezeichnet wird, da sie die je nach der Belastung des ziehenden Trums und nach der Streckung des Riemens sich ändernde Länge der Schleife gewissermassen „aufwickelt“.

Dass hierbei der Umschlagwinkel etwas vergrössert wird, wenn die durch den Riemen übertragene Kraft zunimmt, ist ein günstiger Umstand, auf den aber deswegen weiter kein Wert zu legen ist, weil für die grösste Beanspruchung das Belastungsgewicht ausreichen muss, weil dieses bei geringerer Beanspruchung sich nicht etwa entsprechend verringert und weil auch die dann eintretende Verkleinerung des Umschlagwinkels ganz ohne Einfluss auf die Nutzwirkung des Riementriebes bleibt.

Zuppinger vergleicht noch mit dem „System Lenix“ „eine gewöhnliche Spannrolle, wie sie an Orten gebräuchlich ist, wo kurze Distanz und senkrechte Lage des Riemens zur Anbringung einer solchen zwingen“ (vergl. Fig. 43a), und sagt darüber: „Leider findet man solche Spannrollen selten mit dem nötigen Verständnis angewandt, weshalb sie ziemlich in Misskredit gekommen sind. Wenn sie aber rationell ausgeführt sind und gute und gut geleimte Lederriemen verwendet werden, so liegt kein Grund vor, dass sie nicht zur Zufriedenheit gehen sollen.“

Eine Hauptbedingung ist die grösste Gleichmässigkeit und Schmiegsamkeit des Riemens, wie auch *Reuleaux* zu den Fig. 43b und 43c bemerkt:

Zahnrädern zulässt, pflegt man doch Winkelriementriebe zu bevorzugen, *um das Geräusch, welches auch bestausgeführte Räder verursachen, zu vermeiden;* ferner um den Kraftverlust zu verringern und endlich auch um die Anordnung zu vereinfachen, da die Benutzung von Leitrollen einen grossen Spielraum in der Entfernung und in der Lage der Wellen zueinander gewährt.“

„In beiden Fällen muss der Riemen glattläufig sein, d. h. darf kein vorspringendes Schloss haben.“

Endlich erörtert *Zuppinger* noch den *Kostenpunkt* und die *Patentansprüche* bezüglich des „*Enrouleurs Lenix*“, welcher von dem französischen Kapitän *Leneveu* auf Grund langjähriger Studien und Proben erfunden und ihm angeblich in allen Industriestaaten patentiert wurde und zu dessen Ausbeutung sich in Paris eine Gesellschaft gebildet hat (5 Rue Fénelon).

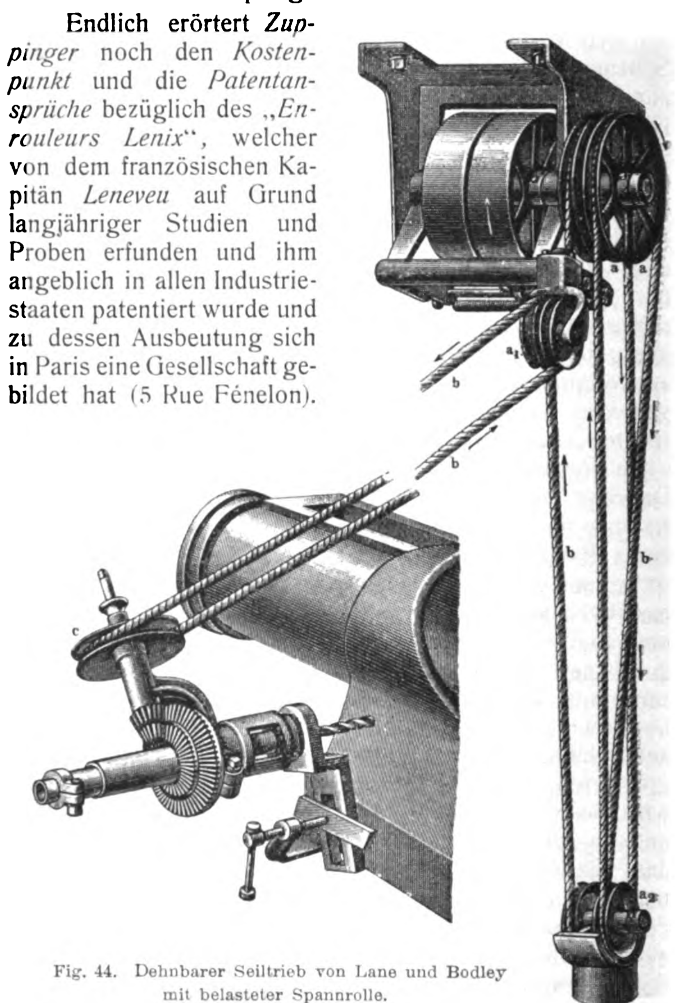


Fig. 44. Dehnbarer Seiltrieb von Lane und Bodley mit belasteter Spannrolle.

Hinsichtlich des Kostenpunktes sagt er, die „*Compagnie Universelle des Transmissions Lenix*“ berechne z. B. einen „Lenix“ für einen 15-pferdigen Motor franko Paris mit 450 Fr., das sei rund 12 Fr. f. d. kg oder ungefähr 33 v. H. vom Werte des Motors (!), während eine seiner Ansicht nach gleichwertige und infolge einer geringfügigen Aenderung nicht unter das Patent fallende, ähnliche Anordnung auf kaum den vierten Teil, d. h. etwa 8 v. H. vom Werte des Motors, zu stehen komme. „Es ist schade, schliesst er, dass diese Umstände nicht erlauben, das System *Lenix* allgemein einzuführen, wie es dies verdienen würde“.

Beachtenswert ist bei demselben die möglichst grosse Umschlingung der Riemscheibe *und* die selbsttätige Nachstellung der Spannrolle; in dieser Kombination dürfte vielleicht auch die Patentfähigkeit anzuerkennen sein, nicht aber in der Veränderlichkeit des Umschlagwinkels, die keinen Vorteil mit sich bringt, wie oben nachgewiesen wurde. Von grossem praktischen Werte ist dagegen die Veränderlichkeit der Belastung der Spannrolle, worüber *Zuppinger* sagt:

„Ich habe ferner die Beobachtung gemacht, dass, wenn einmal ein Riemen gehörig eingelaufen und geschmeidig geworden ist (es sind natürlich immer nur einfache, geleimte und dünne Riemen zu verwenden), man das Gegengewicht Q bedeutend verringern oder oft sogar wegnehmen kann.[13]) Es führt mich dies zu der Vermutung, dass die

[13]) Dieselbe Beobachtung macht man auch bei Kreisseiltrieben, deren Spannrollen nach längerer Betriebszeit beträchtlich zu entlasten sind.

Spannung t in Wirklichkeit bedeutend kleiner sei als obige Rechnung ergibt. Auch *Leneveu* gibt an, t betrage kaum $\frac{1}{10}$ T anstatt $\frac{1}{3,6}$ T nach den üblichen Formeln. Gewiss wäre es eine höchst dankbare Aufgabe für ein technisches Versuchslaboratorium, die uns von altersher überlieferten Formeln und Koeffizienten einer Kontrolle zu unterziehen".

Letztere Anregung erscheint in hohem Grade beherzigenswert, da die Beurteilung der verschiedenen Uebertragungsmechanismen jetzt wohl vielfach vorwiegend Ansichtssache ist, und da namentlich gegen die Anwendung von Riemengetrieben gewiss nachteilig gewirkt hat die bisherige, immer noch starke Vernachlässigung der Aufgabe, *„den Riemen ganz angemessen anzuspannen, nicht zu wenig, aber auch nicht zu viel"*, von der wir in der Einleitung ausgingen.

Als Endergebnis dieser Betrachtungen müssen wir nun feststellen, dass die ganze Frage darauf hinausläuft: *Selbsttätigkeit der Nachstellung* ist Grundbedingung für eine vollkommene Lösung der Aufgabe. Die Spannung hängt nämlich ab einerseits von der Länge des Riemens und anderseits von der Entfernung der Achsen bezw. von der Summe der Längen des berührten Umfanges der Riemscheiben und der Verbindungstangenten; wenn aber letzteres Mass sich nicht vergrössert um ebensoviel, als das ziehende Riementrum sich dehnt bei verstärkter Beanspruchung und als der ganze Riemen sich verlängert durch dauernde Streckung, dann muss das Verhältnis von $t : T$ sich derart ändern, dass keine Mitnahme mehr erfolgen würde, wenn sein Wert nicht von Haus aus umsoviel grösser gewesen wäre, dass auch nachher noch ein genügender Rest bliebe.

Der Unterschied also wird gewissermassen als Vorrat in die elastische Dehnbarkeit des Riemens hineingelegt, wodurch aber eine ungeheure Ueberlastung bedingt wird, während diese fortfällt, wenn man anstatt den *Riemen* übermässig zu spannen, *Federn oder Gewichte* für diesen Zweck benutzt.

In dieser Richtung also sind allein Vervollkommnungen des Riementriebes zu erzielen. Bemerkenswert ist dabei allerdings auch noch das Streben, den Umschlingungswinkel möglichst zu vergrössern, wie es vom „Lenix" in der beschriebenen Weise erreicht wird, wofür aber auch andere Anordnungen geeignet sind wie z. B. die von *Reuleaux* angegebene nach Fig. 45 (vergl. Konstrukteur, IV. Aufl., S. 762). Dabei wird „das ablaufende (schlaffe) Riementrum durch Leitrollen C_1 oder C_2 ein zweites Mal auf die Treibrolle geführt, wodurch eine reichliche Verdoppelung des Umfassungswinkels erzielt und der Reibungsmodul entsprechend gesteigert wird. Man kann diesen Riementrieb einen doppeltwirkenden nennen. Der Riemenquerschnitt kann bei ihm auf $^{9}/_{10}$ des für die einfache Wirkung erforderlichen Masses gebracht und daher trotz der grösseren Riemenlänge eine Ersparnis erzielt werden. Eine der Leitrollen kann als Nachspannrolle dienen".

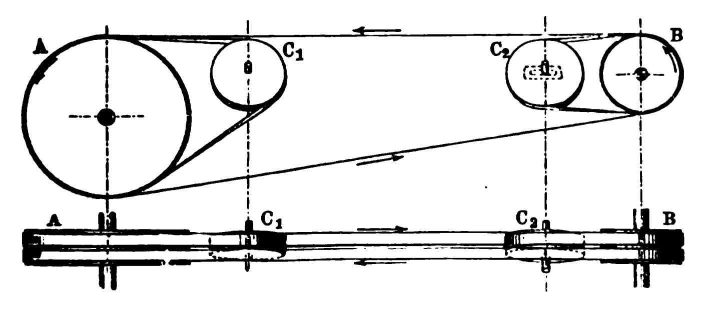
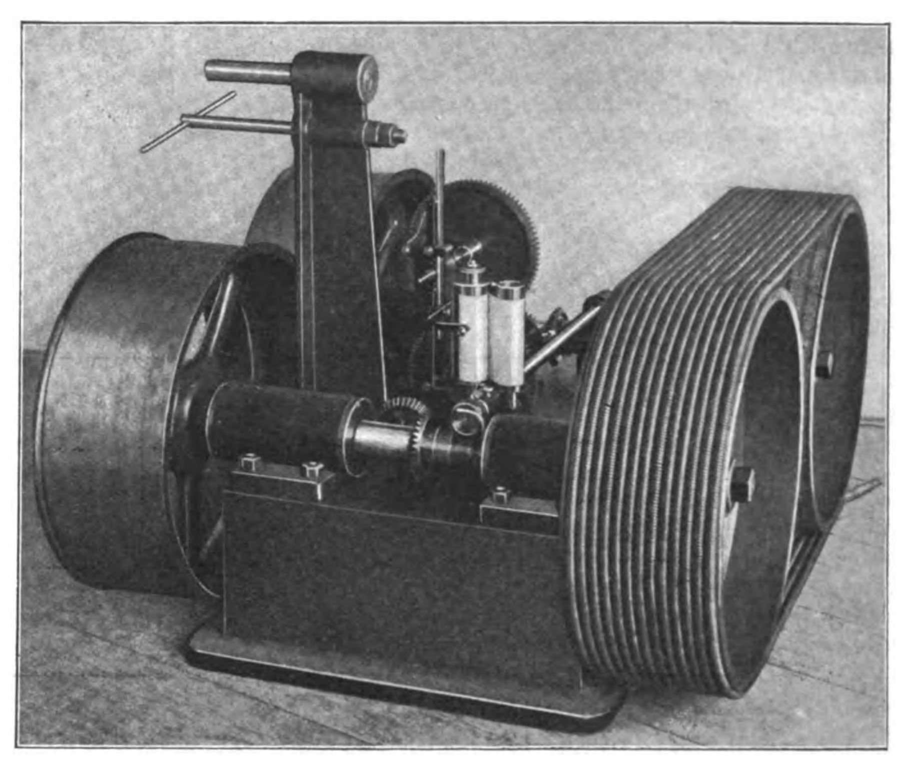


Fig. 45. Reuleaux's doppeltwirkender Riementrieb mit verdoppeltem Umfassungswinkel.

Gegenüber dem „Lenix" (Fig. 41) und den Anordnungen nach Fig. 43b und 43c bietet dieser Riementrieb noch den Vorteil, dass der Riemen dabei nur einseitig gekrümmt wird, also nicht „glattläufig" zu sein braucht.


Fig. 46. Amsler-Laffon'sches Dynamometer mit Stahldraht-Schraubenfedern als Treibriemen.

Als Nachtrag zu den obigen Erörterungen sei nun noch ein merkwürdiges Riemengetriebe besprochen, das als solches freilich nicht in dem bisherigen Sinne gelten kann. Die Dehnbarkeit der Leder-, Baumwoll- und sonstigen Treibriemen erwies sich nämlich als eine unerwünschte Eigentümlichkeit, mit der man sich durch Nachstellvorrichtungen mancherlei Art abfinden musste; die Treibriemenfabriken sind bestrebt, ihre Erzeugnisse durch geeignete Bearbeitung so herzustellen, dass die nachträgliche Streckung im Betriebe möglichst ganz vermieden werden möchte; ebenso hat man versucht, die Länge von Treibriemen — namentlich bei Motorfahrrädern — dadurch unveränderlich zu machen, dass man den der Anhaftung wegen beizubehaltenden Lederstreifen mit einem aussen um ihn herumgelegten Stahlbande zu einem Stücke durch Nieten innig verband.

Gerade das Entgegengesetzte ist nun bei dem Treibriemen geschehen, der in dem Kraftmesser von *J. Amsler-Laffon & Sohn* in Schaffhausen zur Verwendung gelangt. Fig. 46 zeigt denselben mit einer Registriervorrichtung, welche die durch das Getriebe von einer Achse zur anderen übertragene Kraft (bezw. das Drehmoment) fortlaufend aufzeichnet in einer Kurve, aus der sich die geleistete Arbeit ermitteln lässt.

Ohne auf die Theorie dieses Messverfahrens hier näher eingehen zu wollen, sei nur das Prinzip desselben,

soweit es uns nach den vorangegangenen Betrachtungen interessieren kann, kurz besprochen.

Bei dem „Lenix" (Fig. 41) wurde bemerkt, dass die selbsttätig verstellbare Spannrolle s in gewissem Sinne zutreffend als *„Enrouleur"*, d. h. als *„Aufwickler"* bezeichnet wurde; sie bewirkt nämlich (abgesehen von einer Vergrösserung des Umschlingungsbogens der kleinen Scheibe) eine Gleichhaltung der Spannung t im schlaffen Riementrum, dadurch, dass sie dieses bei eintretender Verlängerung in entsprechend vergrösserter Schleife aufnimmt, d. h. es mehr oder weniger aufwickelt.

Wenn dies nämlich nicht geschähe, so würde jede infolge vergrösserter Kraftübertragung eintretende Verlängerung des ziehenden Riementrums gleichbedeutend sein mit einer Verlängerung des ganzen Riemens, also auch mit einer Verlängerung des schlaffen Riementrums, welches somit entspannt würde und wiederum eine Entspannung der die Scheiben umfassenden Trume verursachen, also ein Gleiten des Riemens veranlassen müsste. Dieses Gleiten würde sich äussern in einer vergrösserten Schlipfung, die bis zum völligen Versagen der Bewegungsübertragung sich vergrössern könnte, wenn das Verhältnis zwischen der zu übertragenden Kraft und der Spannung des Riemens entsprechend gross wird.

Dieses Verhältnis nun lässt sich bei dem *Amsler*schen Triebspiralen-Dynamometer leicht dadurch in angemessener Grösse einstellen, dass man von den dreizehn einzelnen Treibschnüren, aus welchen der Riemen zusammengesetzt ist, eine grössere oder kleinere Anzahl fortnimmt, so dass die zurückbleibenden eine für die vorliegenden Messzwecke geeignete Schlipfung bedingen.

Aus der letzteren also, d. h. aus dem Verhältnisse der Umlaufzahlen der treibenden und der getriebenen Scheibe (bezw. ihrer Differenz) lässt sich nun die übertragene Kraft bestimmen, was durch Ablesung eines Zählwerkes mit doppeltem Antriebe oder durch eine entsprechende Registriervorrichtung geschieht.

Die Treibschnüre bestehen aus Stahldraht- (Spiralen oder richtiger) Schraubenfedern, die an ihren Enden durch Oesen miteinander verbunden sind. Um eine bessere Anhaftung derselben auf den Scheiben zu erzielen, sind letztere mit Baumwollgurte überzogen, wie die Figur an der hinteren Scheibe erkennen lässt.

Genau dasselbe Verhältnis wie beim *Amsler*schen Arbeitsmesser liegt nun bei allen Riemengetrieben vor, die der wechselnden Riemenlänge nicht durch eine selbsttätige Nachstellung Rechnung tragen:

Vergrösserte Belastung des ziehenden Trums bewirkt eine Verlängerung auch des schlaffen Trums, also eine Verringerung seiner Spannung t.

Um diese nun oberhalb einer gewissen Minimalgrenze zu halten, muss die Länge des Riemens um soviel kleiner und die Spannung t um soviel grösser gehalten werden von Haus aus, dass nach dem Eintreten jener Veränderungen die Kraft t noch ausreichend gross bleibt. Bei verringerter Belastung ist sie infolgedessen entsprechend grösser, während sie entsprechend kleiner sein sollte.

Diesen Widersinn zu beseitigen, ist das Endziel aller auf Vervollkommnung der Riementriebe gerichteten Bestrebungen. Unerlässlich ist dafür die *selbsttätige Einstellung*, wie sie in den Anordnungen des vorliegenden Aufsatzes nach Fig. 4 bis 10, 13 bis 21, 23 bis 27, 29 bis 33, 36 bis 40, wie auch beim „Lenix" (Fig. 41) zur Geltung gekommen ist.

Eingehendere Mitteilungen über das letztere Getriebe zu bringen, behält sich der Verfasser vor. Je nach den besonderen Verhältnissen wird die eine oder andere Anordnung zu bevorzugen sein. Die Selbsttätigkeit der Nachstellung gewährt bei beiden jedenfalls wesentliche Vorteile.

Möchten die obigen Darlegungen dazu dienen, die Vervollkommnung der so ungemein wichtigen Riemengetriebe und eine entsprechend ausgedehntere Anwendung derselben anregen und fördern zu helfen.

Zwangläufig gesteuerte Rechenauslösung für Blockwerke.

Von **L. Kohlfürst.**

Wie Fig. 1 ersehen lässt, unterliegt es keiner Schwierigkeit einen gleichgerichteten Strom, den irgend eine Stromquelle B, z. B. eine Batterie oder ein Magnetinduktor, liefert, im Elektromagneten M der Rechenauslösung eines Blockfeldes wie einen Wechselstrom zu verwerten, wenn man den in geeigneter Weise als Stromwender eingerichteten Anker a in den Schliessungskreis bringt. Zu dem Ende muss zuvörderst der Rechen r auf seiner Drehachse y und müssen ebenso die beiden Schneiden s_1 und s_2 der Hemmung auf den Ankerträger a isoliert angebracht sein; ausserdem haben s_1 und s_2 bewegliche Leitungsanschlüsse l_1 und l_2 zu erhalten. Bei der in Fig. 1 durch die gestrichelten Linien gekennzeichneten Stromlaufanordnung wird, sobald man den Gleichstrom schliesst, eine *selbsttätige Steuerung* des Stromweges durch den Anker a eintreten, indem derselbe — je nachdem die Schneide s_1 oder s_2 in den Rechen r eingreift — den Strom über die Spule p_1 oder p_2 des Elektromagneten M lenkt. Es kann auf

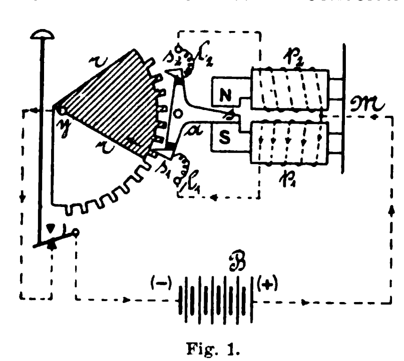


Fig. 1.

diese Weise immer nur ein richtig erfolgter Ankereingriff das Umwerfen der Ankerzunge in die zweite Endlage bewirken, woraus sich ein vollkommen sicheres Arbeiten der Auslösung ergibt, weil eben der Strom bei jeder Endlage der Ankerhemmung genau solange geschlossen bleibt, als es zur Veranlassung des nächsten Wechsels der Ankerlage erforderlich ist und bis sich dieselbe tatsächlich vollzogen hat. Sobald aber in dieser Art der Rechen r dem Ende seines ordnungsmässigen Weges zugeführt ist, hört die Wirkung der Steuerung auf, weil dann nur mehr ein und dieselbe oder keine der beiden Schneiden s_1 und s_2 mit r in Eingriff steht, weshalb also weiterhin auch nur unwirksame gleichgerichtete oder überhaupt gar keine Ströme mehr entsendet werden können.

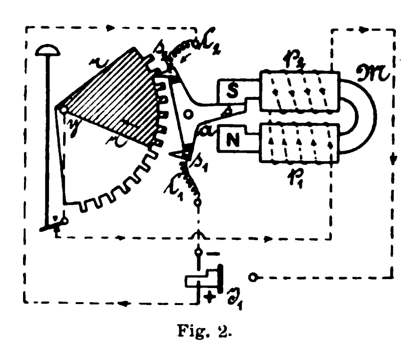


Fig. 2.

Eine andere Form der durch den Anker des Auslöseelektromagneten zu bewerkstelligenden Selbststeuerung erhellt aus Fig. 2, welcher die Annahme zugrunde gelegt ist, dass der Magnetinduktor J_1 in der gewöhnlichen Weise

Wechselströme abgibt, welche jedoch nicht unmittelbar, sondern getrennt, erst über die Schneiden s_1 und s_2 der Hemmung *a* und weiter durch Vermittlung des Rechens in die beiden hintereinandergeschalteten Spulen des Elektromagneten *M* gelangen. Wenn hierbei, wie es die Zeichnung ersehen lässt, die Schneide s_2 mit *r* in Eingriff steht, so trifft der positive Strom von *r* aus in den Spulen p_1 und p_2 ein, wogegen bei der zweiten Endlage der Hemmung der positive Strom vom Induktor nach p_2 und p_1 läuft, um über l_1, s_1 und *r* zurückzukehren. Jede Aenderung in der Endlage der Hemmung wechselt also den Magnetismus der Spulenkerne, woraus sich wieder die wechselnde Anziehung oder Abstossung des Ankers ergibt, derzufolge immer die eine Schneide ausser Eingriff mit dem Rechen tritt, während die andere mit *r* in Berührung gelangt. Es wird sonach nicht nur die richtige Arbeit der Auslösung überhaupt, sondern auch die ordnungsmässige Stromfolge im besonderen von der pünktlichen Tätigkeit der Hemmung bestimmt, ein Umstand, der eine in gewissen Fällen äusserst wertvolle und wichtige Abhängigkeit erzielen lässt, wenn die von der Rechenhemmung gesteuerten Ströme zur Erregung zweiter Elektromagnete verwendet werden, wie dies beispielsweise Fig. 3 ersichtlich macht. Bei dieser Schaltungsanordnung ist vorausgesetzt, dass die Rechenauslösung in *II* gleichzeitig mit jener in *I* durch die in *I* mittels des Magnetinduktors J_1 entsendeten Wechselströme betätigt werde, weshalb die Spulen der beiden Elektromagnete hintereinander in den Schliessungskreis gebracht sind. Arbeitet die Rechenauslösung in *I* tadellos, so erhält M_2 ordnungsmässig die Ströme abwechselnder Richtung, wie sie erforderlich sind, damit in *II* die Rechenauslösung genau mit jener in *I* mitarbeitet. Würde hingegen die Bewegung des Rechens r_1 oder der Hemmung a_1 in *I* — etwa zufolge irgend eines mechanischen Mangels — verhindert, dann ergeben sich, je nachdem bei Eintritt des Stillstandes zwischen r_1 und a_1 ein Eingriff bezw. eine Berührung besteht oder nicht besteht, nur zwei Möglichkeiten. Ersterenfalls können nämlich von *I* nach *II* blos gleichgerichtete, letzterenfalls aber — weil der Schliessungskreis unterbrochen sein wird — überhaupt keine Ströme mehr entsendet werden. So oder so wird also auch die Rechenauslösung in *II*

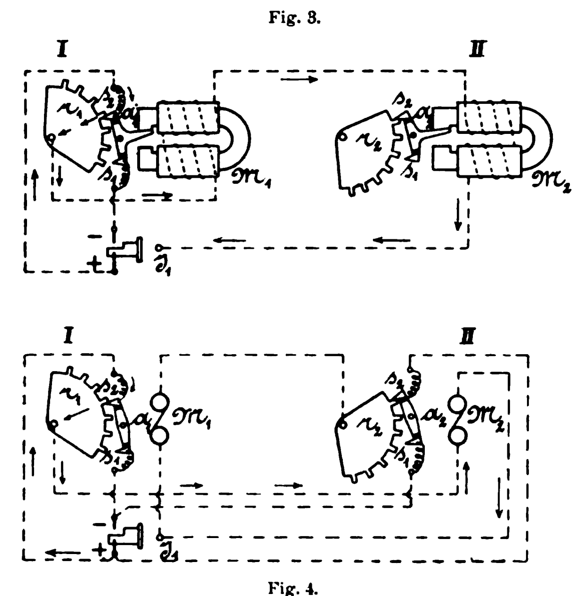


Fig. 3.

Fig. 4.

nicht mehr weiterarbeiten, d. h. ihre Tätigkeit und Arbeitsfähigkeit ist vollkommen von jener der Rechenauslösung in *I* abhängig.

Soll dieselbe Abhängigkeit zwischen zwei Blockfeldern *gegenseitig* Platz greifen, dann wird etwa die in Fig. 4 gekennzeichnete Stromlaufanordnung gewählt werden können. In diesem Falle würden die zur Erregung von M_2 dienenden Ströme über Hemmung a_1 und die für M_1 bestimmten Ströme über Hemmung a_2 ihren Weg zu nehmen haben. Demgemäss läuft beispielsweise bei der in Fig. 4 dargestellten Endlage der Hemmungen ein positiv gerichteter Strom (Zweigstrom) von J_1 in *I* über s_2, r_1, dann nach *II*, um über M_2 wieder zum Induktor zurückzugelangen, während ein zweiter Strom in *II* über s_2 und r_2 nach *I* über M_1 zum Induktor zurückkehrt; der nächste nunmehr negativ gerichtete Strom geht ebenso in einem Zweig bei *I* über s_1, r_1 und in *II* über M_2, während der andere Zweig über s_1 und r_2 in *II* und über M_1 in *I* seinen Weg nimmt. Die beiden Stromwender a_1 und a_2 beherrschen sich also gegenseitig und demzufolge können in *II* nur dann die zur Blockung oder Entblockung erforderlichen Ströme auftreten, wenn die Rechenauslösung in *I* richtig arbeitet, während gleichzeitig und im gleichen Masse das genaue Arbeiten der Rechenauslösung des Blockfeldes *II* wieder die richtige Mitarbeit des Blockfeldes *I* bestimmt.

Wenn man diesen Anordnungen die gewöhnliche Wechselstromschaltung entgegenhält, welche bei den *Siemens & Halske* schen Blocksignaleinrichtungen im allgemeinen verwendet wird, so ergibt sich, dass zwei nach der letztgedachten bisherigen Art hintereinandergeschaltete Blockfelder für alle Fälle sämtliche in einer Reihe entsendeten Wechselströme erhalten, auch wenn die eine oder die andere Rechenauslösung — sei es, weil der Anker kleben bleibt, oder weil der Rechen irgendwie an seinem Fortschreiten behindert wird oder dergleichen — nicht gehörig arbeitet. Sollte nun beispielsweise von diesen beiden durch dieselbe Wechselstromreihe gleichzeitig zu betätigenden Blockfeldern das eine geblockt, das andere entblockt werden und träte hierbei einer der ebengenannten Fehler in einem der Anker oder Rechen auf, so kann es ungünstigenfalls vorkommen, dass sich nur in einem Blockfelde die Lage der Teile richtig ändert, im anderen jedoch nicht, was natürlich ganz dienstwidrig und unter Umständen geeignet ist, schwere Gefahren heraufzubeschwören. Die grosse Wichtigkeit, derartige Möglichkeiten mit Sicherheit hintanzuhalten, liegt auf der Hand und eben aus diesem Grunde hat die Signalbauanstalt *Südbahn-Werk* in Wien die eingangs geschilderte zwangsweise Steuerung (D. R. P. 160 915 vom 25. April 1903) hergestellt und in verschiedenen Anordnungen zur Erhöhung der Sicherheit im Blocksignalbetrieb mit Erfolg verwertet.

Die einfachste und naheliegendste Gelegenheit zu

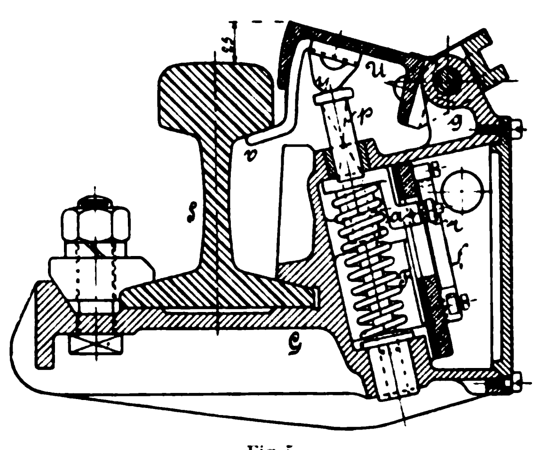


Fig. 5.

einer solchen Verwertung boten natürlich die Streckenblockanlagen, wo es sich ja immer in erster Linie darum handelt, dass ein rückliegendes Blockfeld nur entblockt werden kann, während das Blockfeld des freigebenden Postens verschlossen wird. Einen durchaus richtigen Vollzug dieser Bedingung gewährleistet die in Fig. 3 dar-

gestellte Schaltung. Mit ihr kann, wie schon weiter oben festgestellt worden ist, das zu entblockende Feld nur frei werden, wenn die Blockung im anderen Feld richtig erfolgt. Hierbei beginnen die Rechen und Ankerhemmungen beider Felder gleichzeitig zu arbeiten und hören ebenso gleichzeitig auf zu arbeiten, während es überhaupt unmöglich ist, eine grössere Anzahl von Wechselströmen zu entsenden, als zur richtigen Durchführung der zu leistenden Arbeit erforderlich wird, weil nach Vollzug der ordnungsmässigen Rechendrehung Rechen und Hemmung des freigebenden Postens ausser Eingriff treten und sonach die vorhin schon mehrmals erwähnte Leitungsunterbrechung eintritt. Infolge dieses letztangeführten Umstandes ergibt sich bei dem in Betracht genommenen Blockfeld die Möglichkeit einer neuerlichen Stromgebung erst wieder gelegentlich der nächstfolgenden Blockung, nachdem inzwischen unter den sonstigen Bedingungen die regelrechte Entblockung stattgefunden hat. Daher erscheint es völlig ausgeschlossen, dass durch übermässig langes Drehen des Induktors, beim Zusammentreffen mit anderweitigen ungünstigen Nebenumständen, ein bereits freigegebenes und wieder verschlossenes Blockfeld fälschlich ein zweites Mal entblockt, oder dass das eben erst entblockte Feld lediglich durch Niederdrücken der Blocktaste ungehörigerweise neuerlich geblockt werden könne, wie dies bekanntlich bei gewöhnlichen ungesteuerten Stromentsendungen keineswegs ausgeschlossen erscheint.

A Vom Induktor (Wechselstrombürste).
B Batterie.
C Streckenstromschalter.
D Ruhelage.
D_1 Arbeitslage.

Fig. 6.

Eine andere interessante Anwendung der zwangläufigen Stromsteuerung macht das „*Südbahnwerk*“ für *elektrische Druckknopfauslösungen*, und zwar derart, dass die sonst bei verwandten Durchführungen in der Regel benutzten Nebenvorrichtungen, wie Sperrelektromagnete oder Relais, völlig erspart bleiben. Eine der mannigfachen Anordnungen dieser Art, welche als Vorbild dienen kann, gleicht beispielsweise, wie Fig. 6 ersehen lässt, in allen Teilen einem gewöhnlichen Wechselstromblockfeld. Es unterscheidet sich von ihm der Hauptsache nach lediglich dadurch, dass die zur Auslösung dienenden von einer Batterie B gelieferten Ströme über die im Sinne der Fig. 1 als Stromwender eingerichtete Hemmung und den Rechen geführt werden, während die vom Induktor zu entnehmenden, zur Blockung erforderlichen Wechselströme, unmittelbar über die beiden Spulen des Elektromagneten gehen. Da es die Züge sind, welche die Auslösung zu veranlassen haben, sobald ihr letztes Räderpaar über den Gefahrpunkt hinweggelangt ist, so bedürfen die in Rede stehenden Einrichtungen zu ihrer Ergänzung noch besonderer *Streckenstromschalter*, welche vom „*Südbahnwerk*“ ebenfalls eigenartig hergestellt werden.

Diese letztgedachten Streckenstromschalter besitzen die Form sogenannter Druckschienen. Sie bestehen im einzelnen aus einem 6,7 m langen **U**-Eisen U (Fig. 5), welches gleichlaufend und knapp neben einer der Fahrschienen auf der Aussenseite des Gleises so hoch angebracht ist, dass die Hauptkante 25 mm über die Oberkante der Fahrschiene S emporragt; hingegen ist das **U**-Eisen an seinem Anfang und Ende innerhalb der ersten bezw. letzten 500 mm seiner Länge dermassen gedreht und abwärts gebogen, dass die Höhenlage des Druckschienenrückens an den beiden Längsenden mit jener der Fahrschienenoberkante zusammenfällt, wodurch für das Auffahren der Radkränze ein günstiger, nahezu stossfreier Anlauf geschaffen wird. Die Anbringung der Druckschiene an der Fahrschiene S geschieht mittels vier gusseiserner 1900 mm voneinander entfernten Lagerständer G, wie sie Fig. 5 im Querschnitt darstellt. Sie werden mit Hilfe von Laschen und Bolzen auf dem Schienenfuss festgeklemmt und tragen U in einem Gelenke g. In jedem Lagerständer wird sonach die Lage der Druckschiene einerseits von der Gelenkachse, anderseits von dem Anschlagbügel v begrenzt sowie von der kräftigen Spiralfeder F bestimmt, welche den Dorn p hochdrückt und gegen den Daumen i presst. Diese Ruhelage kann lediglich durch die vorüberkommenden Züge geändert werden, insofern die auf das **U**-Eisen gelangenden Radkränze die Kraft der Federn überwindend das Niederkippen der Druckschiene bewirken. Einer der vier Lagerträger, und zwar immer einer der mittleren ist als Streckenstromschalter eingerichtet, zu welchem Ende an dem Dorn p ein seitlich ausgebogener Bügel a festsitzt, der eine isolierte Rolle r trägt. Wird die Druckschiene von einem Fahrzeug belastet, so schieben p mit a die Rolle r zwischen zwei Kontaktfedern f_1, von denen eine nach rechts, die andere nach links ausweicht, wodurch sich die in Fig. 6 ersichtlich gemachte Umschaltung der betreffenden Leitungsanschlüsse im Streckenstromschalter C vollzieht. Während der gewöhnlichen Ruhelage (Stellung D) besteht nämlich ein Stromweg von *13* über f_1 nach *11*, der aber bei Belastung der Druckschiene aufhört, weil dann die Federn f_1 und f_2 durch r auseinandergedrückt sind. Zugleich kommt aber ein anderer Stromweg (Stellung D_1) von *13* über f_2 nach *12* zustande. Damit sich dieser vom Streckenstromschalter C durchzuführende Wechsel der Stromwege für alle Fälle, d. h. auch durch Fahrzeuge mit aussergewöhnlich grossem Radstand genau und richtig vollzieht, bringt man gewöhnlich

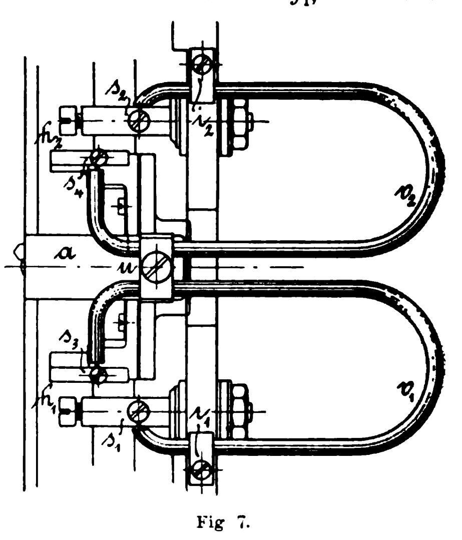


Fig. 7.

an derselben Bahnstelle *zwei* Druckschienen von der eben geschilderten Anordnung in Verwendung, von denen die eine rechts, die andere links vom Gleis verlegt wird und die sich um beiläufig 1,5 m übergreifen. Von den vier Lagerständern jeder einzelnen Druckschiene ist je einer als Streckenstromschalter angeordnet und diese beiden zu einer und derselben Gefahrstelle gehörigen Stromwegvorrichtungen sind natürlich parallel in die gemeinsamen Schliessungskreise geschaltet, so dass sie daselbst genau dieselbe Wirkung ausüben.

Bei dem der Fig. 6 zugrunde liegenden Beispiel ist eine vom Rechen zwangläufig abhängige Druckstangensperre eingebaut und die Verschlussklinke derart angeordnet, dass sie in dem Augenblick ausspringt, wo der Rechen seine Mittelstellung erreicht. Während der für gewöhnlich herrschenden Ruhelage, wie sie Fig. 6 kennzeichnet, ist das Feld geblockt; es befinden sich demgemäss die Druckstange, durch die Sicherheitsklinke *s* gesperrt, in der Hochlage, dagegen der Rechen und ebenso die Verschlusstange in der Tieflage; das Fensterchen zeigt, wie gewöhnlich bei Gleichstrom-Blockfeldern, schwarz. Unter diesen Verhältnissen kann die Batterie *B*, welche einerseits mit dem Streckenstromschalter *C*, anderseits mit dem Rechen und — im Sinne der Fig. 1 mit den Schneiden der Hemmung und den Elektromagnetspulen in leitender Verbindung steht, keinen Strom abgeben, weil infolge der erwähnten Tieflage der Verschlusstange bei *7* eine Unterbrechung des Schliessungskreises besteht.

Gelangt ein Zug oder überhaupt ein Eisenbahnfahrzeug auf den Streckenstromschalter, dann kommt *B* zur Wirksamkeit, indem ihr Strom über *13, 12, 10, 9, 8*, Elektromagnetspulen, ferner über *2, 1* oder *5, 4* in den Stromwender und Rechen den geschlossenen Weg findet. Infolge der Wechselströme, welche auf diese Weise entstehen, beginnt der Rechen seinen Lauf nach aufwärts, kann jedoch diese Bewegung nur solange fortsetzen, bis er seine Mittellage erreicht hat, weil in diesem Augenblick die Verschlusstange hoch geht und den bisher bestandenen Stromweg von *9* nach *8* unterbricht. Bei dieser Lage des Blockfeldes wird die Benutzung der Druckstange nunmehr durch die Falle *k* unmöglich gemacht, welche vermöge der geänderten Rechenstellung den Sperrstift *v* erfasst hat; das Fensterchen erscheint halb schwarz, halb weiss.

Sobald aber der Zug oder das Fahrzeug, von dem soeben der Streckenstromschalter tätig gemacht worden ist, über die Druckschiene hinweggelangt ist, wird die Batterie *B* nochmals wirksam, indem ganz ähnlich wie früher Wechselströme entstehen, die aber jetzt ihren Weg über *13, 11, 7, 8*, Elektromagnetspulen, ferner über *2, 1* oder *5, 4* in den Stromwender und über die Rechen nehmen. Letzterer dreht sich daher neuerdings nach aufwärts und zwar solange, bis er seine äusserste Hochlage erreicht hat, wo dann die beiden Hemmschneiden den Eingriff mit dem Rechen verlieren und als weitere Folge jene schon mehrfach erwähnte Unterbrechung des Stromkreises herbeigeführt wird, welche jede weitere Ankerbewegung, gleichgültig, ob der Stromweg an anderen Zwischenstellen geschlossen oder unterbrochen ist, unmöglich macht. Beim Hochgehen des Rechens wurde auch die Sperrfalle *k* nach links, d. h. vom Sperrstift *v* abgerückt und dadurch die Druckstange frei gegeben.

Die Blockung des Feldes geht ganz in der gewöhnlichen Weise vor sich, indem die Stromwege *2, 3* und *5, 6*, welche entstehen, wenn die Druckstange niedergedrückt wird, den durch Benutzung der Induktorkurbel zu entsendenden Wechselströmen gestatten, ihren Lauf — ohne Ueberleitung in die Hemmung und den Rechen — über die beiden Spulen des Elektromagneten zu nehmen, wobei auch das Fenster wieder schwarz abgeblendet wird. Diese vom Magnetinduktor gelieferten Ströme können selbstverständlich zugleich für Rückmelde-, Ueberprüfungs-, Zustimmungs-, Hilfs- und Nebenblocks usw. Ausnutzung finden. Bei Verwendung der selbsttätigen Auslösung in Streckenblockeinrichtungen oder verwandten Anlagen wird sie in der Regel mit dem zugehörigen Signalblock gekuppelt, indem die beiden Druckstangen zu einer Doppeltaste vereinigt werden. In diesem Fall fliessen beim Blocken die Wechselströme des Induktors über die Spulen des Auslösungs-Elektromagneten, dann über die Schneiden der Hemmung des zugehörenden Signalblockes, sowie über die Spulen dessen Elektromagneten und schliesslich — im Sinne der Fig. 3 — über die Spulen der sonst noch zugeschalteten Blockfeldelektromagneten.

Wenn gelegentlich einer der weiter oben in Betracht gezogenen Betätigungen des Streckenstromschalters durch Züge oder Fahrzeuge die Verschlusstange des Auslösungsfeldes — etwa wegen eines zufälligen mechanischen Anstandes — nicht rechtzeitig hoch gehen könnte, so würde, da der Stromweg *9, 8* (Fig. 6) in einem solchen Falle keine Unterbrechung erfährt, der Rechen über sein gestrecktes Ziel, d. i. über die Hälfte der Gesamtdrehung hinaus und allenfalls in die freigebende Hochlage gelangen können, bevor noch das letzte Räderpaar die Druckschienen richtig überfahren hat. Um eine solche Fährlichkeit völlig auszuschliessen, sitzt auf der Verschlusstange noch eine besondere Nase, welche so angebracht ist, dass sich an ihr, solange die Verschlusstange nicht hoch geht, ein aus dem Rechen vorstehender Stift fängt und jede weitere Bewegung des Rechens verwehrt, sobald dieser die Mittelstellung erreicht hat. Im allgemeinen ist die Abstimmung derart getroffen, dass die Halbstellung des Rechens bezw. das Hochspringen der Verschlusstange nach einer Reihenfolge von zehn Strömen wechselnder Richtung eintritt, nur auf solchen Strecken, wo ganz kurze Tenderlokomotiven oder Motorwagen, wie z. B. Komarekwagen für Nebenbahnen, verkehren, erscheint es geboten, eine beschleunigtere Auslösung vorzusehen. In solchen besonderen Fällen genügt es, zur nötigen Abhilfe die Anzahl der erforderlichen Wechselströme herabzumindern, indem einzelne Zähne des Rechens beseitigt werden.

Durch die gerade geformten, fast rechtwinklig abgegrenzten Rechenzähne (vergl. Fig. 1 bis 4 und 6), welche das *Südbahnwerk* für die oben geschilderten zwangläufig gesteuerten Blockfelder jeder Gattung anwendet, wird betreffs der genauen tadellosen Arbeit des Rechens insofern eine wertvolle Sicherung gewonnen, als sich der vom Rechen auf die Schneiden der Hemmung jeweilig ausgeübte Druck vollständig auf die Ankerachse überträgt. Es kann sonach in keiner Weise ein ungehöriges Nachgeben oder Ausgleiten der Schneiden eintreten und selbst unter den ungünstigsten Umständen, nämlich bei kräftigster Auftriebfeder und geschwächten Magnetismus des Ankers eine störende Verstellung des letzteren oder des Rechens nicht vorkommen. Eben dieser Vorteil, den die geraden Rechenzähne gewährleisten, ist es auch, der die allfällige Herabminderung der Zähnzahl des Rechens, wie sie unter dem weiter oben erwogenen Umstand auf einzelnen Strecken oder Stationen — namentlich wo Nebenbahnen niedrigerer Ordnung einmünden — erwünscht werden kann, ohne weiteres zulässig und zweckmässig erscheinen lässt.

Was ferner die beweglichen Leitungsanschlüsse an den beiden Schneiden der Hemmung anbelangt, so wurde von der Verwendung einfacher Drahtlocken, welche einerseits an der Ankerschneide, anderseits an einer festen Klemme angeschlossen werden sollten, wie dies zur leichteren Kennzeichnung der Stromwege in den Fig. 1 bis 4 und 6 dargestellt erscheint, von vornherein abgesehen. Bei den tatsächlich zur Ausführung gelangenden, in Fig. 7 ersichtlich gemachten Stromzuführungen ist es ein in einem

dünnen Gummischlauch eingezogener Litzendraht, der bei i_1 bezw. i_2 an der Grundplatte, bei u aber auf dem Schneidenträger der Hemmung festgeklemmt wird, so dass die beiden Enden $u\ s_3$ bezw. $u\ s_4$ der Zuführungsdrähte durch die Ankerbewegung keinerlei Beanspruchung erleiden, sondern nur die Schleifen v_1 bezw. v_2 sich durch eine äusserst geringe, beim Arbeiten kaum sichtbare Ein- oder Ausbiegung an dem Gang der Hemmung mit beteiligen.

Es erübrigt schliesslich noch hinsichtlich jener Rückwirkungen einige bemerkenswerte Umstände anzuführen, welche allenfalls die Oeffnungsfunken an den Berührungsstellen zwischen den Hemmungsschneiden und den Rechenzähnen ausüben können. Lediglich um in dieser Beziehung sichere Anhalte zu gewinnen, veranlasste man noch vor jeder weiteren Ausgestaltung der zwangläufig gesteuerten Auslöseformen vor zwei Jahren eine Erprobung mittels einer selbsttätigen Vorrichtung in der Weise, dass ein von einem Laufwerk ständig angetriebener Magnetinduktor seinen Strom über die Spulen und Ankerschneiden eines Versuchsblockfeldes entsenden konnte, während durch einen zweiten Teil der Anordnung, der von der Fabrikstransmission seinen Antrieb erhielt, nach jedesmaligem Ablaufen des Rechens die Druckstange verschoben wurde. Die letztere blieb solange in der oberen Endlage festgehalten, bis auch der Rechen die obere Endlage erreicht hatte, worauf die Abwärtsbewegung der Druckstange erfolgte und demgemäss auch der Rechen abwärts lief. Diese Versuche wurden sowohl im kurzen Schluss sowie unter Zuschaltung verschiedener Widerstände vorgenommen, wobei sich zeigte, dass die Abnutzung gehärteter Schneiden weniger gering ist als jene naturharter Schneiden. Nach mehreren Hunderttausend von Versuchsblockungen war die Herstellung der Stromwege an den Schneiden und Zähnen stets eine gute und auch bei den Versuchen im kurzen Schlusse blieben trotz der aufgetretenen grösseren Oeffnungsfunken die eigentlichen Kontaktflächen ganz blank, wenn sich auch ringsum Niederschläge oder Oxydschichten gebildet hatten. Auch die im Dienste gewonnenen Ergebnisse haben bisher allen Erwartungen entsprochen, denn sowohl an 25 für Wechselströme, als an 30 für Batterieströme eingerichteten zwangläufig gesteuerten Blockfeldern, welche der Mehrzahl nach bereits seit Dezember 1903 in praktischer Verwendung stehen, ist bisher kein einziges auf einen Kontaktfehler zurückzuführendes Versagen vorgekommen. Die jeweiligen Untersuchungen liessen vielmehr ersehen, dass sich die Berührungsflächen zwischen den Ankerschneiden und Rechenzähnen infolge des fortwährenden Aneinanderschleifens stets von selbst blank putzen und hierdurch einen vorzüglichen Stromübergang gewährleisten; eine Reinigung der Stromwenderkontakte hat niemals stattgefunden und ebensowenig hat sich bisher ein Bedürfnis nach einer solchen Nachhilfe herausgestellt.

Neuerungen auf dem Gebiete der Wellentelegraphie.

Von Ing. **Adolf Prasch**, Wien.

(Fortsetzung von S. 427 d. Bd.)

Fessendens Sendereinrichtung zur Ablenkung und Führung der erzeugten Wellen längs der Erdoberfläche. Die Abweichung dieser Anordnung gegenüber anderen Einrichtungen besteht darin, dass die eine Funkenkugel statt unmittelbar mit der Erde mit einem Metallkonus K (Fig. 33) verbunden ist, während die andere Funkenkugel statt mit einem senkrechten mit einem wagerechten Draht h von der Länge des Durchmessers der Basis des Konus in Verbindung steht. Der Konus ist geerdet und besteht entweder aus einem Metallblatt oder einem Netz von Drähten. Durch diese Anordnung erhält der eigentliche Wellenstrahler nicht nur eine grosse Kapazität, sondern es sollen auch die Wellen in der Richtung des wagerechten Drahtes längs der Erdoberfläche zum Weiterwandern gezwungen werden.

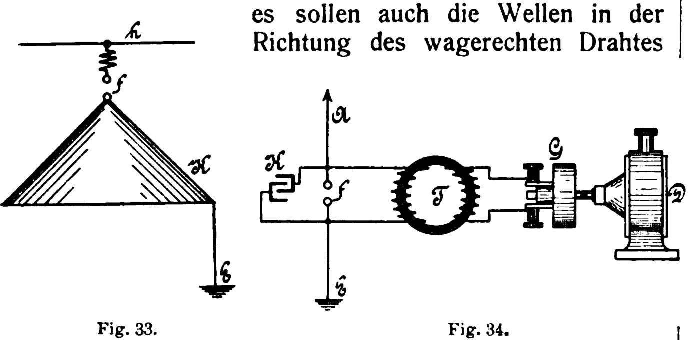


Fig. 33. Fig. 34.

Fessendens Einrichtung zur Erzielung hochfrequenter Schwingungen unter Anwendung einer mit einer Dampfturbine unmittelbar gekoppelten Wechselstrommaschine. In Fig. 34 stellt D die Dampfturbine, G den Wechselstromgenerator und T einen Transformator für Spannungserhöhung dar. Die Spannung der Sekundären dieses Transformators ladet den Kondensator K und dieser entladet sich wieder über die Funkenstrecke f, so in dem Luftdrahte in der bekannten Weise elektrische Schwingungen hervorrufend. Durch die Anwendung einer Dampfturbine kann der Armatur des Generators eine so hohe Umfangsgeschwindigkeit erteilt werden, wie dies bei Anwendung einer Kolbenmaschine ohne zu grosse Uebersetzungsverluste niemals möglich ist. So lassen sich mit der Dampfturbine 25 000—30 000 Umdrehungen in der Minute erzielen, wogegen die Zahl der Umdrehungen bei der Kolbenmaschine nicht über 3000—4000 in der gleichen Zeit getrieben werden kann.

Dies ermöglicht es, die Abmessungen der Wechselstrommaschine, als welche eine solche mit drehenden Polen verwendet wird, möglichst klein zu machen und trotzdem eine grosse Zahl von Wechseln zu erhalten. Beträgt die Umfangsgeschwindigkeit der Armatur eines Generators von 0,6 m Durchmesser 16 km in der Minute, so lassen sich bei einer Weite der Polstücke von 2,5 mm 100 000 Perioden oder 200 000 Wechsel in der Sekunde erreichen. Um die gleiche Leistung mit einer Kolbenmaschine zu erhalten, müsste die Armatur des Generators bei gleicher Polweite einen Umfang von etwa 80 m erhalten.

Abgesehen von der durchaus gleichmässigen Winkelgeschwindigkeit der Antriebsmaschine, wird es auch ermöglicht, die Zahl der Pole zu verringern und Störungen durch Resonanz hintanzuhalten. Die Einrichtung wird klein und kann transportabel gestaltet werden. Störungen durch mechanische Erschütterungen sollen nicht zu befürchten sein.

Fessendens Anordnung zu einer wahlweisen Telegraphie. Bei dieser neuen Anordnung stellt A (Fig. 35) die sendende, B die empfangende Station dar. In der Sendestation ist das eine Ende der sekundären Windung des Induktoriums J mit dem Luftdraht, das andere Ende mit der Erde verbunden. Der Luftdraht gabelt sich in zwei

Drähte *1* und *2*, welche eine verschiedene Eigenschwingungsperiode haben. In der Empfangsstation wird der Wellenanzeiger *w* nicht geerdet, sondern seine Enden stehen mit je einem von den zwei vorgesehenen Luftdrähten *3* und *4* in Verbindung. Diesen Luftdrähten sind Selbstinduktionen $l\,l_1$ vorgeschaltet. Die Verbindung des Wellenanzeigers mit den Empfangsapparaten erscheint nur angedeutet. Durch Aenderung der Selbstinduktionen *l* und l_1 wird der Empfangsdraht *3* mit dem Sendedraht *1* und der Empfangsdraht *4* mit dem Sendedraht *2* in Abstimmung gebracht, so dass Draht *3* nur die von *1* und Draht *4* nur die von Draht *2* entsendeten Wellen aufnehmen kann. Nehmen die Drähte *3* und *4* Wellen der gleichen Frequenz auf, so kann zwischen den beiden Enden des Wellenanzeigers keine Potentialdifferenz entstehen und dieser daher auch nicht ansprechen. Treffen jedoch die von der Sendestation entsendeten Wellen verschiedener Periode, welche der Eigenschwingungsperiode der Empfangsdrähte entsprechen, diese Drähte, dann tritt an den Enden des Wellenanzeigers eine Potentialdifferenz auf, durch welche er zum Ansprechen gebracht wird. Eine andere Station, welche nur Wellen einer Frequenz entsendet, wird daher diese Empfangsstation in keiner Weise zu beeinflussen vermögen.

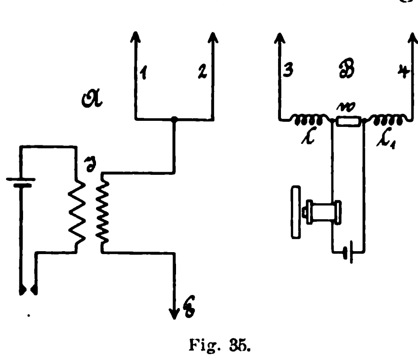


Fig. 35.

Das System der Strahlentelegraphie von Dr. Georg Blochmann. Ueber dieses System der gerichteten Wellentelegraphie und dessen Vorteile wurde bereits S. 140 d. Bd. berichtet. Mittlerweile wurde jedoch näheres über die Art und Weise der Einrichtung bekannt, so dass ein Zurückkommen auf dieses System gerechtfertigt erscheint.

Die Erfindung stellt sich als eine praktische Anwendung der von *Hertz* nachgewiesenen Brechung der elektrischen Strahlen dar. Es erscheinen hier die Vorzüge

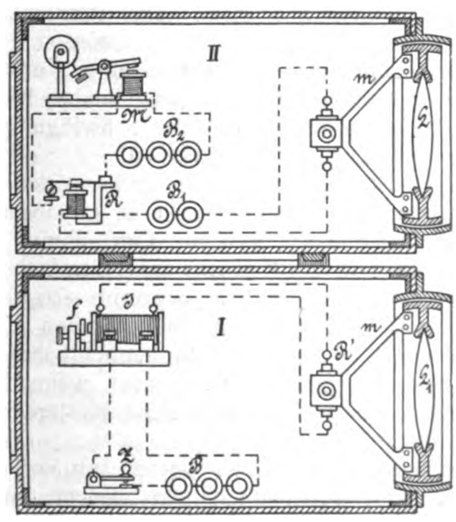


Fig. 36.

des Heliographen auf die unsichtbaren Signale der Wellentelegraphie übertragen. Die Einrichtung besteht für jede Station aus einem Sende- und Empfangsapparat, die gesondert in einem Metallkasten eingeschlossen sind. Die beiden Kästen sind (Fig. 36 und 37) übereinander angeordnet und zwangläufig so verbunden, dass jeder Kasten und die mit demselben verbundenen beweglichen Teile die Bewegung des anderen Kastens mitmachen müssen. *L* und L_1 stellen je eine Linse aus einem die Wellen brechenden Materiale, wie Harz, Wachs, Pech usw. dar. Diese Linsen verschliessen die einzige Oeffnung des zugehörigen Kastens und können demnach die im Inneren des Kastens *I* der Senderanordnung erzeugten elektrischen Wellen, da das Metallgehäuse undurchlässig ist, nur durch diese Linse in das Freie treten. Die Kammern sind ausreichend geräumig, um nicht nur alle für die Sendung bezw. den Empfang erforderlichen Einrichtungen aufzunehmen, sondern auch dem Telegraphisten das Arbeiten darin zu gestatten. Letzteres ist jedoch kein unbedingtes Erfordernis, die Apparate lassen sich auch so anordnen, dass sie von aussen betätigt werden können. In *I* stellt nun *B* die zum Betriebe des Induktoriums *J* erforderliche Elektrizitätsquelle, *Z* den Zeichengeber, *f* den Unterbrecher und *R'* den Oszillator oder Radiator dar. Dieser Radiator ist gleichfalls von einem nur nach vorn (rechts) offenen Gehäuse umgeben, an welches sich das die Linse L_1 tragende konische Metallrohr *m* anschliesst.

Die Kammer selbst ist um einen senkrechten Zapfen drehbar, so dass sie in der Wagerechten nach jeder Richtung verdreht werden kann. Ferner lässt sich der Radiator samt dem anschliessenden konischen Metallrohr mit Linse um eine wagerechte Achse verdrehen und zwar beträgt der Drehungswinkel gegen die Senkrechte 30°. Durch die vereinigte Bewegung der Kammer und Linse ist es möglich, die Linse nach jeder Richtung einzustellen. Das gleiche Ergebnis lässt sich aber auch durch Aufhängen der Kammer in der Art und Weise wie bei Schiffskompassen oder durch die Anordnung wie bei den Drehtürmen der Schiffskanonen erreichen.

Die Empfangseinrichtung *II* hat die gleiche äussere Form wie *I*. Sie sind durch die beiden Hebel $h\,h_1$ und die Verbindungsstange *v* (Fig. 37) für die senkrechte und durch eine entsprechende mechanische Anordnung für die wagerechte Drehung gekoppelt. Nach Lösung dieser Verbindungen kann jedoch jede Kammer für sich unabhängig von der anderen gerichtet werden. Bei dem Empfänger befindet sich an Stelle des Radiators im Brennpunkte der Linse L_1 ein Fritter oder sonstiger Wellenanzeiger. Die weitere Anordnung besteht aus der Lokalbatterie B_1, dem

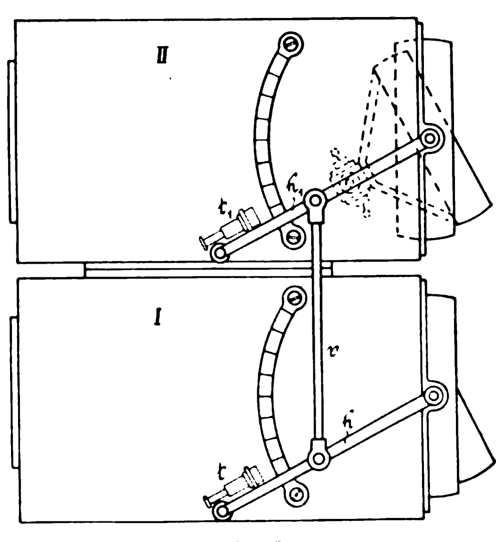


Fig. 37.

Relais *R*, dem Morseschreiber oder sonstigen Zeichennehmer *M* und der diesen betätigenden Batterie B_2. Gelangt ein gewöhnlicher Fritter zur Benutzung, so muss auch ein in Fig. 36 nicht dargestellter Klopfer zum Entfritten vorhanden sein.

Um die Einstellung der Linsen zu erleichtern, werden kleine Fernrohre $t\,t_1$, „Finder“ genannt, mit den

Hebeln $h h_1$ (Fig. 37) in Verbindung gebracht. Wird die Empfang- bezw. Sendestelle mit dem Fernrohr aufgefunden, so ist auch der eigene Apparat auf diese Stelle gerichtet. Mit Ausnahme sehr nebeligen Wetters wird sich dies, da eine Nachrichtenvermittlung auf grosse Entfernungen nicht beabsichtigt ist, fast regelmässig erreichen lassen.

Die Wirkung der Einrichtung erklärt sich nun einfach wie folgt: Die von dem Oszillator oder Radiator ausgehenden Strahlen, welche die Linse divergierend treffen, werden parallel gerichtet und in einem Strahlenbündel in den freien Raum entsendet. Treffen diese Strahlen die Linse der Empfangstelle, so werden sie konzentriert zu dem im Brennpunkte gelegenen Wellenanzeiger geleitet und bringen ihn zur Wirkung. Die aus der Optik bekannte und auch hier auftretende Streuung ermöglicht es, dass die Einstellung des Senders auf den Empfänger keine ganz genaue zu sein braucht. Dies ist besonders für die Schiffahrt von grosser Bedeutung, da das Einhalten der genauen Richtung zwischen zwei sich bewegenden Schiffen Schwierigkeiten bietet. Der Spielraum bleibt aber trotzdem nur ein geringer, da schon eine Ablenkung von wenigen Graden den Verkehr zur Unmöglichkeit macht.

Durch diese genaue Richtungsbestimmung ist eine Geheimhaltung der Nachrichten so ziemlich gewährleistet. Für den allgemeinen Verkehr eignet sich diese Einrichtung selbstredend nicht, doch kann sie mit einer der bereits bestehenden wellentelegraphischen Einrichtungen leicht und ohne jede Schwierigkeit in Verbindung gebracht werden.

*Artom*s *System der gerichteten Wellentelegraphie.* Dem Erfinder dieses Systems, Professor *Allesandro Artom,* soll es mit einer besonderen Anordnung gelungen sein, die elektrischen Wellen in eine bestimmte Richtung zu lenken. Soviel bisher bekannt, verwendet er an Stelle gewöhnlicher *Hertz*scher Wellen zirkular oder elliptisch polarisierte Wellen, wobei er die Polarisierung nicht durch Prismen aus Holz oder anderen dielektrischen Substanzen, welche einen bedeutenden Energieverlust bedingen würden, erzielt. Er benutzt für seine Zwecke eine Vereinigung zweier oszillatorischer Entladungen von verschiedener Phase und verschiedener Richtung, die in einfachster Weise durch drei oder vier Entladungskugeln erzeugt werden sollen. In den Primärkreis des verwendeten Induktoriums ist ein *Wehnelt*-Unterbrecher eingeschaltet. Die beiden Enden der Sekundärwicklung schliessen an zwei Funkenkugeln an, welchen gegenüber eine dritte so angeordnet ist, dass die drei Funkenkugeln ein gleichseitiges Dreieck bilden. Die dritte Kugel ist über eine Selbstinduktion und eine Kapazität mit einem Ende der Sekundärwicklung des Induktoriums verbunden. Es kann auch noch eine vierte Kugel hinzugefügt werden, die dann über eine Kapazität mit dem zweiten Wicklungsende in Verbindung steht. Der Luftdraht wird entweder unmittelbar oder über einen Transformator an die dritte oder mittlere Funkenkugel angeschlossen. Für die Empfangsstation soll es von Vorteil sein, dem Luftdraht eine kreisförmige Form zu geben und dessen Enden unmittelbar, also ohne Erdung, mit dem Fritter zu verbinden.

Diese unzureichenden Mitteilungen lassen wohl das Entstehen einer zirkularen Wellenpolarisation als wahrscheinlich annehmen, geben aber in keiner Weise eine Erklärung für die Lenkung der Wellen in eine bestimmte Richtung.

Lee de Forest*s *praktische Winke für die Einrichtung von Sonderstationen. Nach *Lee de Forest* wurde der Notwendigkeit, für Zwecke der Abstimmung in der Sendestation einen langen Zug schwach gedämpfter Wellen zu erzeugen, viel zu wenig Aufmerksamkeit gewidmet. Die scharfe Abstimmung der Empfangsstation auf eine bestimmte Wellenlänge ist nicht zu erreichen, wenn der Sender für jede Kondensatorentladung nur drei oder vier Impulse ausstrahlt, weil in diesem Falle keine Resonanzwirkung auftreten kann.

Die Ursachen sind hier teilweise einer unvollkommenen Konstruktion und Anordnung der Kondensatoren und der Funkenstrecke, sowie der mangelhaften Isolation des Sendedrahtes usw. zuzuschreiben.

Die rasche Dämpfung der Senderschwingungen findet ihre Ursache sowohl in den nützlichen und notwendigen Verlusten durch die Ausstrahlung, als auch in den durch Ableitung, Erwärmung, dielektrische Hysterisis usw. entstehenden schädlichen Verlusten. Wenn auch Ableitungen durch den Luftdraht nicht ganz vermieden werden können, so ist doch dessen sorgfältigste Isolation, namentlich an den Querstützen und Spannleinen nicht genug zu empfehlen. Bei der induktiven Kupplung des Luftdrahtes mit dem Resonatorkreis bildet sich an dem oberen freien Ende fast stets ein Spannungsbauch aus, während an dem geerdeten Ende das Potentiale nahezu Null wird. Es vereinfacht sich hierdurch die Isolation des Luftdrahtes dort, wo er in das Stationshaus einführt, wesentlich. Hingegen muss die Isolierung des Drahtes gegen die Spitze zu mit aller Sorgfalt durchgeführt werden. Hierfür sind Isolatoren mit grosser trockener Oberfläche aus Ebonit, Glas oder glasiertem Porzellan zwischen jeden Berührungspunkt des Drahtes mit den Stützen zu setzen. Durch die aus mechanischen Gründen verwendeten Stahlmaste können sowohl durch Uebertritt der Elektrizität bei feuchter Luft, als auch durch Induzierung von Strömen in den Masten Verluste entstehen. Die Maste sollen daher aus kurzen Stücken zusammengesetzt werden, wobei die einzelnen Stücke gegenseitig wohl zu isolieren und durch Spannisolatoren miteinander zu verbinden sind. Desgleichen ist der so zusammengestellte Mast mit allen zur Verfügung stehenden Mitteln in der sorgfältigsten Weise gegen den Erdboden zu isolieren.

Bei feuchter Luft finden unsichtbare Büschelentladungen von dem Luftdraht auf dieses halbleitende Medium statt und wirken wie eine zusätzliche Kapazität zwischen Luftdraht und Erde, wodurch auch die Eigenschwingungsperiode des Drahtes vergrössert wird. Abgesehen davon, dass, soll der Strahlkreis mit dem Resonatorkreis in Uebereinstimmung erhalten bleiben, die Konstanten des letzteren entsprechend eingestellt werden müssen, bedeuten diese Büschelentladungen einen unmittelbaren Verlust durch Ableitung, welcher wieder einen bedeutenden Hysteresisverlust mit sich bringt, so dass die Schwingungen hierdurch noch weiter abgedämpft werden.

Aehnliche Erscheinungen sind auch an den Kondensatoren festzustellen. Man bemerkt an Leydenerflaschen oder Glasplattenkondensatoren in Luft häufig lebhafte Büschel, welche von der Zinnfolie ausgehend sich bis auf 5—6 cm ausdehnen. Das Glas erwärmt sich, insbesondere wenn es bleihaltig ist, an diesen Stellen oft bedeutend, ein Beweis, dass auch hier beträchtliche Energieverluste auftreten. Es sind aber, auch wenn das beste Flintglas verwendet wird, dielektrische Hysteresisverluste nicht zu vermeiden.

Glaskondensatoren in Luft werden mit Vorliebe verwendet, weil die Büschelentladungen wie eine zusätzliche Kapazität wirken und sich als Buffer für allenplötzliche Ladung des Kondensators auf ein hohes Potential erweisen und hierdurch das Dielektrikum gegen das Durchschlagen schützen. Mit Oel gefüllte Leydenerflaschen schlagen viel leichter durch, insbesondere wenn auch der äussere Belag mit Oel oder Paraffin bedeckt ist. Beim Einschalten eines Kondensators in einen oszillierenden Entladungskreis, welcher Selbstinduktion enthält, entwickeln sich an den Rändern der Zinnfolie Potentiale,

welche das des ladenden Stromes oft um das Vielfache übersteigen, und zeigt sich diese Erscheinung bei Oelkondensatoren in noch viel ausgesprochenerer Weise. Zur Erzielung von Resonanz ist aber jede Büschelentladung im Kondensator mit ihrer dämpfenden Wirkung zu vermeiden und sind sonach alle Mittel anzuwenden, eine solche zu unterdrücken. Es sollen daher ohne Rücksicht auf die Kosten nur Oel- oder sonst entsprechend abgeschlossene Kondensatoren von jener Grösse verwendet werden, welche die erforderliche Kapazität besitzen, um hinreichende Sicherheit zu gewähren.

Die die Leydenerflaschen verbindenden Ketten werden nach kurzem Gebrauch aufgezehrt. Es treten frequente kleine Funken zwischen ihren Gliedern und am Kontaktpunkte mit der Zinnfolie auf. Häufig wurde auch das Abbrennen der Ketten in zwei Teile beobachtet. Bei längerem Gebrauch der Flaschen steigern sich diese Fehler und wird es unmöglich, die Schwingungsperiode eines alte Flaschen enthaltenden Kreises überhaupt zu messen. Zuweilen löst sich auch die Zinnfolie vom Glase ab und entstehen dann alle jene Verluste und Unannehmlichkeiten, wie bei Kondensatoren mit Gas als Dielektrikum. Leydenerflaschen eignen sich demnach bei längerem Gebrauche wenig für Zwecke der drahtlosen Telegraphie, sind aber trotzdem wegen ihrer Annehmlichkeit, Stärke und Billigkeit sehr beliebt.

Selbst in einer sehr eng verbundenen Batterie von Leydenerflaschen findet sich ein in der Regel nicht berücksichtigter, erheblicher Betrag an Selbstinduktion vor und ist daher eine aperiodische Kondensatorentladung, welche aus dem Mangel an Selbstinduktion im Entladungskreise stammt, unmöglich, da auch die Leitungen und die Funkenstrecke einen entsprechenden Zuschuss an Selbstinduktion liefern.

Von grosser Wichtigkeit ist die Aufstellung und Methode der Verbindung von parallel zu schaltenden Leydenerflaschen. Zehn Flaschen in einer Reihe aufgestellt geben nicht jenen kräftigen scharfen Funken, als wenn sie in Bündelform angeordnet werden. Am besten erweist sich die kreisförmige Anordnung der Flaschen bei vollkommen gleichen Abständen. Mangelhafte Aufstellung und Verbindung der Flaschen kann selbst zu einem vollständigen Versagen der Signalübertragung führen. Diese kleinen Einzelheiten, die leicht übersehen werden, sind aber, insbesondere wenn Resonanz erzielt werden will, für die drahtlose Telegraphie von der grössten Wichtigkeit.

Die Leitungsführungen zu den Transformatoren bezw. Induktionsspulen sind gleichfalls nicht ohne Einfluss auf den Schwingungskreis und empfiehlt es sich zur Beseitigung desselben Drosselspulen in Spiralform nahe den Verbindungen in diese Leitungen einzuschalten.

Die Erhitzung der Metallknöpfe der Funkenstrecke, welche insbesondere bei Verwendung von Wechselströmen für das Laden stark auftritt, zeigt, dass auch in der Funkenstrecke Verluste entstehen. Je grösser der Abstand der Funkenkugeln, desto grösser ist auch die Erhitzung und der Verlust. Um diese Verluste zu verringern, dabei aber das hohe Potentiale aufrecht zu erhalten, ist die Funkenstrecke zu unterteilen, d. h. eine Reihe kleiner Funkenstrecken hintereinander zu verwenden. Bei Anwendung grösserer Kräfte als 3 KW sollen Vorkehrungen getroffen werden, der Funkenstrecke stets kühle nicht ionisierte Luft zuzuführen. Funkenstrecken mit flüssigen Dielektrikas sind zu vermeiden, dagegen ist komprimierte Luft sehr vorteilhaft, weil hierdurch der Abstand der Funkenkugeln verringert werden kann und der Luftwiderstand plötzlich gebrochen wird, wodurch ein Funke von grosser Leitfähigkeit und geringer Dämpfung entsteht.

Bei Verwendung einer Energiequelle von 1 KW lässt sich an einem in den Luftdraht eingeschaltetem Hitzdrahtamperemeter leicht eine Stromstärke von 2 Ampere ablesen, was ungefähr dem zehnfachen Betrage der in dem geschlossenen Stromkreise auftretenden Stromstärke entspricht. Dies gibt, wenn den Leydenerflaschen 20 000 Volt zugeführt werden, nach einer annähernden Berechnung eine Leistung von 70 KW. Diese anscheinende Anomalie erklärt sich daraus, dass die dem Kreise in dem Bruchteile einer Sekunde zugeführte Energiemenge in einem vielfach kürzeren Zeitraume ausgestrahlt wird. Eine genaue Feststellung der quantitativen Beziehungen ist schwer möglich, da hierfür eine Reihe von Faktoren in Betracht gezogen werden müssen, die sich, wie die Dämpfung und die Dauer des Wellenzuges, nur schwer bestimmen lassen.

Es zeigt sich aber hieraus klar, welche grossen Energiemengen ein Luftdraht auszustrahlen vermag, und welche Energiemengen zuzuführen wären, um ihn zur Entsendung eines fortlaufenden ungedämpften Wellenzuges zu zwingen. Als Energiequelle würde sich für diese Zwecke eine mächtige Gleichstromquelle von hohem Potential am besten eignen, worauf seitens *Simon* und *Reich* (D. p. J. 1903, Bd. **318**, S. 776) schon früher hingewiesen wurde.

(Fortsetzung folgt.)

Kleinere Mitteilungen.

Denitriersystem nach Evers.

Abfallsäure aus der Sprengstofftechnik enthält, nachdem sie als ein Gemisch von reiner, konzentrierter Schwefelsäure und konzentrierter Salpetersäure zum Denitrieren verwendet ist, nach der Ausschaltung aus dem Nitrierbetrieb neben einer grösseren Menge von Schwefelsäure noch Salpetersäure und Wasser. Die Zusammensetzung wechselt je nach dem Nitrierprodukt ausserordentlich, aber eine sehr oft vorhandene Abfallsäure ist z. B. eine solche von etwa 70 v. H. Schwefelsäure, 12 v. H. Salpetersäure, 18 v. H. Wasser.

Um nun die Salpetersäure aus dieser Abfallsäure nicht zu verlieren, muss sie von der Schwefelsäure getrennt werden. Hierzu dienen sog. Denitriertürme. In ihnen erfolgt die Trennung durch Erhitzen auf etwa 150° C. Danach läuft die Schwefelsäure unten als fertiges Produkt ab, während die Salpetersäure aus dem Denitrierturm in eine Kondensationsbatterie geleitet wird, wo sie sich zu Salpetersäure verdichtet und gleichzeitig die nitrosen Gase zu Salpetersäure regeneriert werden.

Die bisherigen Apparate bestanden aus einem solchen Denitrierturm, der allgemein einen eisernen Mantel mit säurefester Steinauskleidung besitzt und in dessen Innerem kompakte Füllmaterialien, wie Steine, Vollkugeln, Quarz usw. eingebracht sind. Die Kondensationsbatterie für die Salpetersäure bestand bisher in einer Tourillbatterie mit anschliessenden Türmen. Mit diesen Apparaten konnte man Schwefelsäure bis etwa 54° Bé und Salpetersäure bis etwa 36° erzielen, letztere aber nur bei Verwendung gut wirkender Absorptionsapparate, wie Plattentürme und dergl. Beide Säuren waren ausserdem gefärbt, so dass sie keine Handelsware darstellten, sondern nur den Wert von Abfallprodukten hatten. In dieser Beziehung eine grundlegende Aenderung und Verbesserung eingeführt zu haben, ist das Verdienst von *Evers*.

Um die Leistung seines Apparates gleich vorwegzunehmen, sei bemerkt, dass mit dem *Evers*schen Denitrierverfahren die Schwefelsäure 60° Bé stark gewonnen werden kann von durchaus weisser Farbe, so dass sie einer 60grädigen Handelsware



gleichwertig ist. Die Salpetersäure kann 40° stark gewonnen werden und hat dann die Farbe etwa von Pilsener Bier, während sie bei 36—37° wasserhell ist.

Die Veränderung, welche *Evers* den bisherigen Denitriersystemen gibt, sind die folgenden: Er erhitzt zunächst den Turm höher als bisher, was durch Vorwärmung der eintretenden Luft geschieht. Diese Vorwärmung ist ausserordentlich geschickt durchgeführt, da zum Teil die Hitze der abfliessenden Schwefelsäure dafür Verwendung findet. Die weitere Ueberhitzung der Luft geschieht in einem Koksofen. Der Turm selber ist mit besonderen Füllkörnern gepackt, wobei besonders die Querwände zu erwähnen sind, welche von aussen nach innen gewölbeartig zulaufend, die Gase mehrfach zusammenführen und dann wieder ausbreiten, so dass ausserordentlich gute Mischung stattfindet. Letztere wird noch unterstützt durch Drehkörper, welche sich im Turm befinden, die nach Art der *Segner*schen Räder durch die ablaufende Säure in Drehung versetzt werden und die Gase durch einen Regen, der von den etageförmigen Tellern dieser Drehkörper abläuft, hindurchführen.

Für die Salpetersäure ist insofern eine grundlegende Aenderung eingetreten, als nicht mehr mit Tourills gearbeitet wird. Dieselben werden ersetzt durch eine kompendiös gebaute Rohrbatterie von acht auf- und absteigenden Strängen, die von oben her mit dünner Säure berieselt werden und unten das Abzapfen der fertigen Säure gestatten. Diese Rohrstränge sind nun gefüllt mit eigentümlich konstruierten sog. Bündelrohren, deren Wirkung darauf beruht, dass eine Reihe von möglichst dünnwandigen Rohren dicht aneinander gelegt sind, aber an dem einen Ende so ausgebildet sind, dass sämtliche aussen an der Peripherie liegenden Rohre des Rohrbündels eine leichte Neigung nach innen bekommen, d. h. nach dem Zentrum des Rohrbündels zu, während diejenigen Rohre, die im Zentrum liegen, eine leichte Neigung nach der Peripherie hin bekommen. Das Ergebnis dieser Konstruktion ist sofort einzusehen: Der durch das Rohrbündel gehende Gasstrom wird in zwei Teile zerlegt; der Kern wird an die Aussenseite, d. h. also an das umhüllende Tonrohr des Rohrstranges geworfen, und der Teil des Gasstromes, der bisher an der Aussenwand entlang strich, wird ins Innere geworfen. In Abständen von je 80 cm befindet sich ein neues Rohrbündel, so dass also innerhalb der genannten Entfernung jedesmal der ganze Gasstrom durcheinander geworfen wird. Dadurch wird nicht nur die Luftkühlung des umhüllenden Rohrstranges bis zum äussersten ausgenutzt, sondern gerade die Mischung der salpetersauren und salpetrigsauren Gase bewirkt die lebhafteste Oxydation der niederen Stickstoffsäure. An diese Rohrbündel schliessen sich je nach Grösse der Anlage zwei bis vier Türme, in denen die Regeneration oder die Absorption zu Ende geführt wird. Der erstere derselben enthält wieder die *Evers*schen Drehkörper, welche ähnlich konstruiert sind wie diejenigen im Denitrierturm; die anderen können beliebige Füllmaterialien erhalten, wobei auch hier der Plattenturm vorzügliche Wirkung leistet. Die letzten Türme können mit Koks gefüllt werden, wobei aber der neue Tonkoks der *Deutschen Ton- und Steinzeug-Werke Aktiengesellschaft* mit Vorteil verwendet wird, damit jede Reduktion der Salpetersäure durch Kohlenstoff vermieden wird. Dieser Tonkoks ist dem Gaskoks ganz ähnlich nachgebildet, besteht aber aus säurefestem Ton und hat dieselbe rauhe, zerklüftete Oberfläche wie der Koks aus Kohlenstoff. Die Berieselung der Türme und der Rohrbündelbatterie wird durch ein selbsttätiges Montejus nach Dr. *Plath* bewerkstelligt, so zwar, dass der letzte Teil stärker als der erste Teil berieselt wird, damit man in der Lage ist, vorn die starke Salpetersäure abzuziehen. Farbe und Konzentration sind wie oben angegeben.

Die aus dem Denitrierturm abfliessende Schwefelsäure dient zunächst zur Vorwärmung der Zersetzungsluft und wird dann durch Bleischlangen und Kühlkästen auf die Normaltemperatur abgekühlt und kann entweder weiter konzentriert werden oder zu sonstigem Gebrauch ohne weiteres dienen.

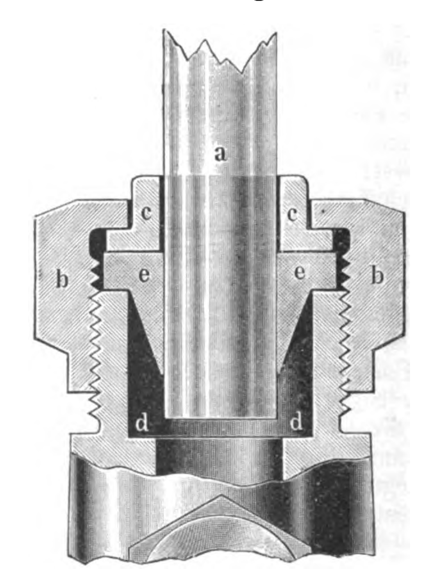
Der Verlust an Salpetersäure beträgt etwa 0,5 v. H., der Kohlenverbrauch ist, wie sich in der Praxis ergeben hat, für eine Charge von etwa 9000 kg in 12 Stunden täglich etwa 320 kg und die Leistung des Apparates ist etwa 9000 kg in 12 Stunden.

Die Vorteile des *Evers*schen Denitrierverfahrens liegen also nicht nur in der grossen Leistungsfähigkeit, sondern auch vor allen Dingen in der höheren Konzentration und der gegenüber dem älteren Verfahren ausserordentlich gesteigerten Reinheit der wiedergewonnenen Säuren Die Einrichtungskosten für dieses Verfahren machen sich durch den erzielten Mehrpreis für die Verwertung der zurückerhaltenen Säuren in kürzester Zeit bezahlt.

Wasserstands-Glas-Abdichtung mit „Forcit"-Reformringen.

Eine wesentliche Verbesserung der Befestigung von Wasserstandsgläsern zeigt eine neuerdings von der Firma *Weinhardt & Just*, Hannover, in den Handel gebrachte Anordnung. Bei allen bisherigen Wasserstandsgläsern findet man das Prinzip der Stopfbüchsendichtung angewendet.

Obige Firma hat durch Benutzung von selbstdichtenden, stulpartig wirkenden konischen Ringen *d* und *e*, die durch die



Ueberwurfmutter *b* und Stopfbüchsenring *c* angezogen werden, das Glas *a* davor geschützt, durch übermässige Pressung und Folgen der Wärmeausdehnung zersprengt zu werden. Ganz besonders vorteilhaft für Besitzer von Wasserstandsgläsern mit Abdichtungen von geringerem Gebrauchswert, ist der Umstand, dass der bisher benutzte Flansch mit geringer Abänderung (Abstechen des kürzeren Ringendes) verwertet werden kann, so dass die Neuanschaffung sich schliesslich auf zwei dampfsichere konische Gummidichtungen beschränkt.

Die Einfachheit der Befestigung mit der augenscheinlichen Erhöhung der Betriebssicherheit wird der Neuheit im grössten und kleinsten Betriebe den verdienten Eingang sehr erleichtern.

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.
86. Jahrg., Bd. 320, Heft 29. Berlin, 22. Juli 1905.
Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Spannungen in prismatischen Röhren und Gefässen mit vierseitigem Querschnitt.

Röhren und Gefässen, die einem inneren Ueberdruck ausgesetzt sind, wird man in der Regel, wenn es angängig ist, eine zylindrische Form geben, die ja nächst den aus praktischen Gründen selten anzuwendenden Kugel-, Kegel- oder dergleichen Gestalten die vollkommenste Form für diesen Fall ist, d. h. diejenige, welche unter sonst gleichen Umständen die geringsten Spannungen ergibt, bezw. die geringste Wandstärke erfordert. In manchen Fällen kommen jedoch auch andere Formen zur Verwendung, z. B. die im Folgenden behandelte prismatische Form mit vierseitigem Querschnitt. Wenn bei derartigen Röhren und Gefässen kein besonderer äusserer Zwang vorliegt, namentlich auch die infolge von Temperaturänderungen eintretenden Dehnungen und Verkürzungen nicht gehindert werden, so werden die Spannungen in den Querschnittsflächen immer so gering sein im Vergleich mit den Spannungen in den Längsschnitten, dass sie gegen diese vernachlässigt werden können. Es sollen daher auch nur diese *Spannungen in den Längsschnitten* untersucht werden, und zwar soll die Untersuchung ferner noch beschränkt werden auf die — im allgemeinen am stärksten beanspruchten — Teile, welche genügend weit von den Enden oder von verstärkenden Flanschen und dergl. entfernt sind, um von den Abschlüssen, Befestigungen, Verstärkungen usw. nicht beeinflusst zu werden. Da bei solchen Querschnitten, wenn sie mit scharfen Ecken ausgeführt werden, die Spannungen in den Längsschnitten in der Regel an den Kanten am bedeutendsten sind, so soll die Untersuchung noch besonders darauf gerichtet sein, festzustellen, wie die Inanspruchnahme durch *Abrundung* der Kanten vermindert werden kann.

Fig. 3.

Fig. 2.

Fig. 4.

Fig. 1.

Es werde aus dem Rohr oder Gefässdurch zwei zur Mittellinie senkrechte Ebenen, die den Abstand l haben, ein rahmenförmiges Ringstück herausgeschnitten gedacht (Fig. 1). Die Seiten des Querschnitts seien $2m$ und $2n$ und die vier Ekken seien nach gleichen Radien r abgerundet, alle Masse bis zur Mitte der Wandung gemessen. Die Wanddicke sei überall gleich gross. Da der Querschnitt symmetrisch ist in bezug auf seine beiden zueinander senkrechten Mittellinien, so genügt die Untersuchung eines Viertel-Ringstückes. In den einzelnen Querschnitten eines solchen

Ringstückes (d. i. also in Längsschnitten des Rohres) werden sowohl Normalspannungen wie Schubspannungen auftreten, und zwar rühren die ersteren zum Teil von einem Zug in der Längsrichtung der Ringseiten, zum grösseren Teil aber von einer Biegung her.

Für einen beliebigen Querschnitt X, Fig. 1, in der Entfernung x von der Mitte einer Seite ergibt sich die Schubkraft aus den Gleichgewichtsbedingungen für das zur Mittelebene $I\,I$ symmetrische Stück $X X_1$, Fig. 1 oben, und der Zug in der Längsrichtung der Seite aus den Gleichgewichtsbedingungen für das zur Mittelebene $II\,II$ symmetrische Stück $X X_2$, Fig. 1 links. Bezeichnet p den inneren Ueberdruck für die Flächeneinheit, so muss, wie nach Vorstehendem aus Fig. 1 ohne weiteres zu erkennen ist, im Querschnitt X die Schubkraft $= px$ und die Zugkraft $= pm$ oder genauer $= p\,(b + r_0)$ sein, wenn $m - r = b$ gesetzt und unter r_0 der Radius der inneren Begrenzung der Abrundung verstanden wird (vergl. auch Fig. 3 und 4).

Zur Ermittlung der Inanspruchnahme auf *Biegung* werde ein Viertelring nun weiter durch Schnitte an den Stellen, wo die gradlinige Begrenzung in die Abrundung übergeht, in drei Teile, zwei geradlinige Stücke $A\,B$ und $C\,D$ und den Viertelkreisring $B\,C$ zerlegt (Fig. 2, 3 und 4). Mit den eingeschriebenen Bezeichnungen sind nach Obigem die Schubkräfte

$$\text{in } B = pa, \text{ in } C = pb, \text{ in } A \text{ und } D = o,$$

sowie die Zugkräfte

$$\text{in } A \text{ und } B = p\,(b + r_0), \text{ in } C \text{ und } D = p\,(a + r_0).$$

Die Biegungsmomente, denen in den Endflächen $A\,B\,C\,D$ die Bezeichnungen M_1 M_2 M_3 und M_4 gegeben sind, mögen überall nach aussen drehend (einer Dehnung an der Innenfläche entsprechend) positiv gesetzt werden.

Für den Teil $A\,B$, Fig. 2, ergibt sich hiernach in einem beliebigen Querschnitte in der Entfernung x von A das Biegungsmoment

$$M_x = M_2 - pa\,(a - x) + p\,(a - x)\,\frac{1}{2}\,(a - x)$$

oder

$$M_x = M_2 - \frac{1}{2}\,p\,(a^2 - x^2) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 1)$$

In gleicher Weise erhält man für einen beliebigen Querschnitt des Stückes $C\,D$, Fig. 4, in der Entfernung z von D:

$$M_z = M_3 - \frac{1}{2}\,p\,(b^2 - z^2) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 2)$$

Für einen Querschnitt des Stückes $B\,C$, Fig. 3, welcher unter dem Winkel φ gegen die Endfläche B geneigt ist, wird das Biegungsmoment

$$M\varphi = M_2 + par \sin\varphi - p\,(b + r_0)\,r\,(1 - \cos\varphi) + p\,2\,r_0 \sin\frac{\varphi}{2}\,r \sin\frac{\varphi}{2}$$

oder, mit Rücksicht darauf, dass

$$2 \sin^2\frac{\varphi}{2} = 1 - \cos\varphi,$$

$$M\varphi = M_2 + par \sin\varphi - pbr\,(1 - \cos\varphi) \quad . \quad 3)$$

Die Gleichgewichtsbedingungen für das Kreisringstück $B\,C$, Fig. 3, liefern noch eine Beziehung zwischen M_2 und M_3, nämlich

$$M_3 = M_2 + par - p\,(b + r_0)\,r + 2pr_0 \sin\frac{\pi}{4}\,r \sin\frac{\pi}{4}$$

oder, da $2 \sin^2\frac{\pi}{4} = 1$,

$$M_3 = M_2 - pr\,(b - a) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 4)$$

Nach den Gleichungen 1 bis 4 würde für jeden Querschnitt des Ringes das Biegungsmoment zu berechnen sein, wenn das Moment M_2 bekannt wäre. Um dieses zu ermitteln, muss eine Bedingung der Formänderung zu Hilfe genommen werden. Hierzu eignet sich am besten die Bedingung, dass der Winkel, um welchen sich die ursprünglich zueinander senkrechten Endflächen des Teiles $B\,C$ durch die infolge der Belastung eintretende Formänderung gegeneinander neigen, d. i. der Winkel ω, Fig. 3, gleich sein muss der Summe der beiden Winkel ω_2 und ω_3, um welche die Endflächen B und C der geradlinigen Teile sich durch die Formänderung gegen die Mittelebenen A und D oder gegen ihre ursprüngliche Lage neigen, wie man aus Fig. 3 erkennt. Nun ist für den Teil $A\,B$, Fig. 2, ω_2 zu bestimmen aus

$$\omega_2 = -\frac{\alpha}{J}\int_0^a M_x\,dx,$$

wenn mit α der Dehnungskoeffizient $\left(= \frac{1}{\text{Elastizitätsmodul } E}\right)$ und mit J das Trägheitsmoment des Querschnitts bezeichnet wird. Das Minuszeichen ergibt sich aus der Wahl des positiven Sinnes der Momente und des Winkels ω_2. Bei einer durchweg nach aussen gerichteten Biegung würde der Endquerschnitt B nicht wie angenommen, sondern entgegengesetzt geneigt sein.

Mit dem Wert von M_x aus Gleichung 1) ergibt dies

$$\omega_2 = -\frac{\alpha}{J}\int_0^a \left\{M_2 - \frac{1}{2}\,p\,(a^2 - x^2)\right\} dx$$

oder

$$\omega_2 = \frac{\alpha a}{J}\left\{\frac{1}{3}\,pa^2 - M_2\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 5)$$

Ebenso wird für den Teil $C\,D$, Fig. 4,

$$\omega_3 = \frac{\alpha b}{J}\left\{\frac{1}{3}\,pb^2 - M_3\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 6)$$

Für das Mittelstück $B\,C$, Fig. 3, ist zu setzen

$$\omega = \frac{\alpha}{J}\int_{\varphi=0}^{\varphi=\frac{\pi}{2}} M\varphi\,ds,$$

unter ds ein Element der Mittellinie $B\,C$ verstanden, oder mit dem Wert von $M\varphi$ aus Gleichung 3) und mit $ds = r\,d\varphi$

$$\omega = \frac{\alpha r}{J}\int_0^{\frac{\pi}{2}} \left\{M_2 + par \sin\varphi - pbr\,(1 - \cos\varphi)\right\} d\varphi$$

d. i.

$$\omega = \frac{\alpha r}{J}\left\{\frac{\pi}{2}\,(M_2 - pbr) + pr\,(a + b)\right\} \quad . \quad . \quad . \quad 7)$$

Setzt man nun in die oben genannte Bedingung $\omega = \omega_2 + \omega_3$ die Ausdrücke für diese Winkel aus den Gleichungen 5), 6) und 7) ein, so erhält man

$$\frac{\alpha r}{J}\left\{\frac{\pi}{2}(M_2 - pbr) + pr\,(a + b)\right\} = \frac{\alpha a}{J}\left\{\frac{1}{3}\,pa^2 - M_2\right\} + \frac{\alpha b}{J}\left\{\frac{1}{3}\,pb^2 - M_3\right\}.$$

Hieraus ergibt sich mit Rücksicht auf Gleichung 4) nach einigen Umformungen

$$M_2 = \frac{\frac{1}{3}\,(a^3 + b^3) + br\,(b - a) + r^2\left\{\left(\frac{\pi}{2} - 1\right)b - a\right\}}{\frac{\pi}{2}\,r + a + b}\,p \quad 8)$$

Gleichung 8) genügt nun in Verbindung mit den Gleichungen 1) bis 4) zur Berechnung des Biegungsmomentes für jeden beliebigen Querschnitt des Ringes. Insbesondere ergeben sich für die Endquerschnitte der drei Teile:

M_3 aus Gleichung 4); ferner M_1 aus Gleichung 1) mit $x = o$:

$$M_1 = M_2 - \frac{1}{2} p a^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 9)$$

und M_4 aus Gleichung 2) mit $z = o$:

$$M_4 = M_3 - \frac{1}{2} p b^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 10)$$

Für die beiden geradlinigen Teile sind die Momente M_1 bis M_4 in den Endflächen die relativ grössten (oder auch kleinsten) Biegungsmomente. Für den krummen Teil BC wird sich im allgemeinen in einem mittleren, unter einem bestimmten Winkel φ_x gegen die Endfläche B geneigten Schnitt ein grösster Wert ergeben, nämlich nach Gleichung 3) für den Wert von φ, für welchen

$$a \sin \varphi + b \cos \varphi$$

einen grössten Wert erhält. Er ergibt sich aus

$$\frac{d}{d\varphi} (a \sin \varphi + b \cos \varphi) = o,$$

nämlich

$$\sin \varphi_x = \frac{a}{\sqrt{a^2 + b^2}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 11)$$

Um statt der Grössen a und b die halbe Breite n und halbe Höhe m des Rohrquerschnittes einzuführen, werde in obigen Formeln $a = n - r$ und $b = m - r$ gesetzt. Man erhält dann zunächst aus Gleichung 8):

$$M_2 = \left\{ \frac{\frac{1}{3}\left\{\left(\frac{m}{n}\right)^3 + 1\right\} - \left(\frac{m}{n} + 1\right)\frac{r}{n}}{\frac{m}{n} + 1 - 0{,}43\frac{r}{n}} + \frac{\left(0{,}57\frac{m}{n} + 1\right)\left(\frac{r}{n}\right)^2 - 0{,}24\left(\frac{r}{n}\right)^3}{\frac{m}{n} + 1 - 0{,}43\frac{r}{n}} \right\} p n^2 \quad 12)$$

ferner nach Gleichung 4):

$$M_3 = M_2 - \left(\frac{m}{n} - 1\right)\frac{r}{n} p n^2 \quad . \quad . \quad . \quad 13)$$

weiter nach Gleichung 9):

$$M_1 = M_2 - \frac{1}{2}\left(1 - \frac{r}{n}\right)^2 p n^2 \quad . \quad . \quad . \quad 14)$$

sowie nach Gleichung 10):

$$M_4 = M_3 - \frac{1}{2}\left(\frac{m}{n} - \frac{r}{n}\right)^2 p n^2 \quad . \quad . \quad . \quad 15)$$

und endlich nach Gleichung 3)

$$M\varphi = M_2 + \left\{\left(1 - \frac{r}{n}\right)\sin\varphi - \left(\frac{m}{n} - \frac{r}{n}\right)(1 - \cos\varphi)\right\}\frac{r}{n} p n^2 \quad . \quad 16)$$

und zwar bekommt $M\varphi$ einen grössten Wert $M\varphi_x$ nach Gleichung 11) für

$$\sin\varphi_x = \frac{1 - \frac{r}{n}}{\sqrt{\left(1 - \frac{r}{n}\right)^2 + \left(\frac{m}{n} - \frac{r}{n}\right)^2}} \quad . \quad . \quad 17)$$

Alle Momente sind hiernach ausgedrückt durch pn^2, sowie durch die Verhältnisse $\frac{m}{n}$ und $\frac{r}{n}$.

Für den mehr oder weniger abgerundeten *quadratischen* Rohrquerschnitt ergibt sich insbesondere mit $\frac{m}{n} = 1$:

$$M_2 = M_3 = \frac{0{,}667 - 2\frac{r}{n} + 1{,}57\left(\frac{r}{n}\right)^2 - 0{,}24\left(\frac{r}{n}\right)^3}{2 - 0{,}43\frac{r}{n}} p n^2 \quad 18)$$

$$M_1 = M_4 = M_2 - \frac{1}{2}\left(1 - \frac{r}{n}\right)^2 p n^2 \quad . \quad . \quad 19)$$

$$\varphi_x = 45^0 \text{ und } M\varphi_x = M_2 + 0{,}414\left(1 - \frac{r}{n}\right)\frac{r}{n} p n^2 \quad 20)$$

Für andere Seitenverhältnisse erhält man nach Gleichung 17) zunächst die folgenden Werte von φ_x:

$\frac{r}{n}$	$\frac{m}{n} = 1{,}5$	2	3	5	10
0,1	32° 50′				
0,2	31° 40′	24° 0′	16° 0′		
0,3	30° 20′			8° 30′	4° 10′
0,5	26° 30′	18° 30′	11° 20′		

Bei einer Abrundung mit $\frac{r}{n} = 1$ ist immer $\varphi_x = o$ und es fallen dann M_1, M_2 und $M\varphi_x$ zusammen.

(Schluss folgt.)

Genaue Konstruktion der Schieberdiagramme.

Von **Alexander Goldberger.**

Zur Konstruktion einer Dampfmaschinensteuerung ist das Aufzeichnen eines Schieberdiagrammes notwendig. Hierbei wird in der Praxis fast durchweg das *Zeuner*sche oder das *Müller - Reuleaux*sche angewendet. Dabei wird im allgemeinen vorausgesetzt, dass Schub- und Exzenterstange unendlich lang sind, denn bei Annahme endlicher Stangen ergeben sich erhebliche Komplikationen. Man hilft sich dann oft, indem man die aus dem einfachen Diagramm erhaltenen Ergebnisse mehr oder weniger „nach dem Gefühl" berichtigt.

Im nachstehenden ist ein Verfahren angegeben, das die Endlichkeit der Stangen berücksichtigt und dabei ebenso einfache und übersichtliche Diagramme wie die näherungsweisen Verfahren, ergibt.

Es sei $PC = L$ die Schubstangenlänge, $MP = R$ der Kurbelhalbmesser, PA die um P gedrehte, zu MO parallel gedachte Lage der Schubstange, wobei der Bogen CA beschrieben wurde.

Wir ziehen nun YY^1 senkrecht zu XX^1 und nehmen auf dem dem Kurbelkreise gleichen Kreis O den Punkt V und die zu MO parallele Gerade VV^1 so an, dass

$$\sin VOV^1 = \frac{R}{L}, \text{ also}$$

$$VV^1 = \frac{R^2}{L} \text{ ist.}$$

Wir wollen nun nachweisen, dass VC und V^1B sich in E *auf der Kreislinie* schneiden.

Denken wir uns O als Koordinatenanfangspunkt und bezeichnen die laufenden Koordnaten von A mit ξ und η; so sind die von B: ξ und 0; die von C: $\xi - (L - \sqrt{L^2 - \eta^2})$ und 0 oder da $\eta^2 = R^2 - \xi^2$, auch $\xi - L + \sqrt{L^2 - R^2 + \xi^2}$ und 0; die von V, $-\frac{R^2}{L}$ und $\frac{R}{L}\sqrt{L^2 - R^2}$ und die von V^1, 0 und $\frac{R}{L}\sqrt{L^2 - R^2}$.

Es kann also die Gleichung von CV geschrieben werden:

$$\frac{y - \frac{R}{L}\sqrt{L^2 - R^2}}{x + \frac{R^2}{L}} = \frac{-\frac{R}{L}\sqrt{L^2 - R^2}}{\xi - L + \sqrt{L^2 - R^2 + \xi^2} + \frac{R^2}{L}} \quad 1)$$

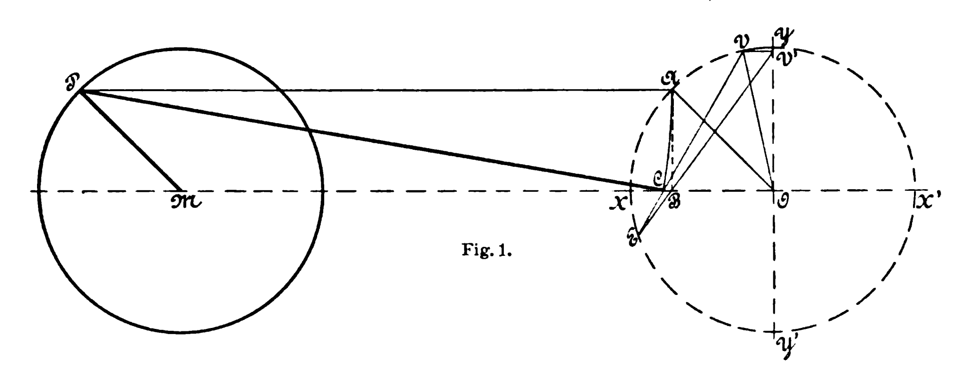


Fig. 1.

oder

$$\frac{y + a}{x + b} = \frac{a}{b + c} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 2)$$

Durch Vergleich von 1) und 2) ergeben sich unmittelbar die Werte von a, b und c. Die Gleichung von BV^1 ist:

$$\frac{y}{x - \xi} = \frac{a}{\xi} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 3)$$

Der Schnittpunkt ergibt sich durch Lösung von 2) und 3):

$$\left\{\begin{aligned} x &= \frac{b\,\xi}{b + c - \xi} \\ y &= \frac{a\,(\xi - c)}{b + c - \xi} \end{aligned}\right. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 4)$$

Durch Summieren der Quadrate von x und y fällt ξ heraus, nachdem a, b und c durch ihre Werte ersetzt werden und es bleibt:

$$x^2 + y^2 = R^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 5)$$

Also liegt der Durchschnittspunkt auf der Kreislinie.

Es sei nun ein Schieber vorausgesetzt, dessen Exzenterstange die Länge l haben möge. Die Exzentrizität betrage r, der Voreilwinkel sei δ, so gilt bezüglich der Exzenterstange selbstverständlich genau dasselbe wie bezüglich der Schiebstange.

In Fig. 2 beziehen sich die kleinen Buchstaben auf die Exzenterstange, die grossen auf die Schubstange, im übrigen sind die Bezeichnungen dieselben wie in Fig. 1, also

$$v\,v' = \frac{r^2}{l}.$$

Wird die Deckelseite des Kolbens betrachtet, so sieht man, dass der Einströmungskanal sich öffnet, sobald der Schieber den Weg Oc von seiner Mittellage aus zurückgelegt hat, wobei Oc der äusseren Ueberdeckung gleich ist. Ist der Schieber in c, so ist die entsprechende Lage der Projektion des Kurbelzapfens auf die Bewegungsrichtung in b, welchen Punkt man erhält, indem man e, den Schnittpunkt von cv mit der Kreislinie, mit v' verbindet.

Die Kurbellagen, die der Eröffnung und der Schliessung des Einströmkanals entsprechen, sind OA und OA_1, wobei AA_1 senkrecht auf x gezogen wurde.

Ebenso würde man auf der rechten Seite der Figur für die Kurbelseite verfahren. Sind die inneren Ueberdeckungen gegeben, so findet man in gleicher Weise die anderen Phasen der Dampfverteilung.

Sind z. B. die Voreinströmung XC_1[1]) und die Füllung XC gegeben und der Voreilwinkel und die eine äussere Ueberdeckung zu ermitteln, so zieht man VCE, dann EBV^1, ebenso VC_1E_1 und $E_1B_1V^1$; dann errichtet man BA und B_1A_1 senkrecht zu XX, und hat schon, indem man xx senkrecht zu AA_1 errichtet, den Voreilwinkel δ. Ist b auf AA_1 bestimmt, so erhält man c, nachdem man $vv^1 \perp yy$ und gleich $\frac{r^2}{l}$ aufgetragen hat. Dadurch ist die äussere Ueberdeckung Oc ermittelt.

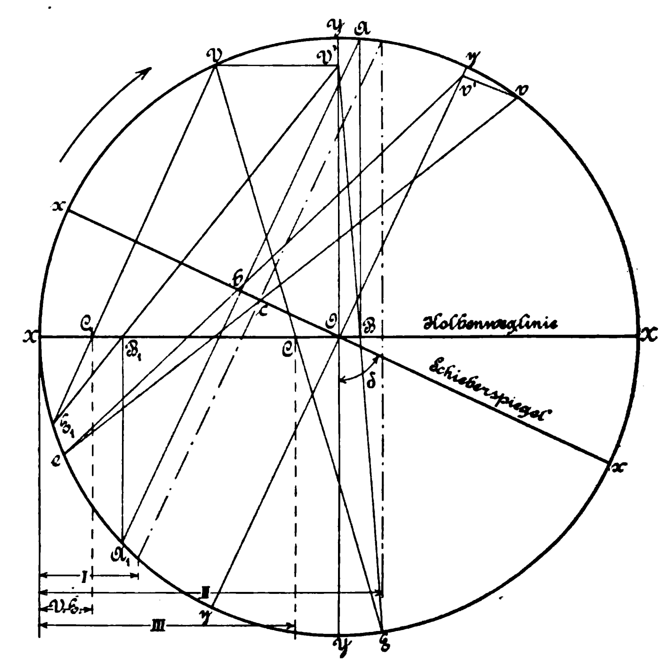
Fig. 2 zeigt auch die grossen Unterschiede zwischen dem *Zeuner*schen Näherungsverfahren und dem beschriebenen genauen Verfahren, das noch den Vorteil hat, keine Kreise zur Konstruktion zu benötigen, somit bei gleichem Masstabe eine grössere Genauigkeit ermöglicht.

Diese Figur gilt für direkt angetriebene Aussenkantsteuerung. Für Innenkantsteuerung wäre vv' nach der entgegengesetzten Seite, also links von yy, aufzutragen. Es ist also zu unterscheiden, ob der Aufkeilwinkel $90° + \delta$ oder $270° + \delta$ beträgt.

Wir wollen nun an Hand des Diagrammes die Konstruktion rechnerisch verfolgen. Die Koordinaten der in Fig. 3 vorkommenden Punkte sind, wenn wir den Radius mit R, die Länge $v\,v^1 = \frac{r^2}{l}$ mit k bezeichnen:

k und $\sqrt{R^2 - k^2}$ für v,

0 und $\sqrt{R^2 - k^2}$ für v^1,



I Voreinströmen nach Zeuner,
II Füllung nach Zeuner,
III Füllung nach dem genauen Verfahren.
Fig. 2.

ferner bezeichnen wir die Koordinaten von e mit ξ_1 und η_1, die von b mit x_1 und 0 die von c mit x und 0.

[1]) Damit die Figur recht deutlich ausfällt, wurde eine abnorm grosse Voreinströmung angenommen.

Die Gleichung von $v\,e$ lautet:

$$\frac{\xi_1 - x}{\eta_1} = \frac{x - k}{-\sqrt{R^2 - k^2}}.$$

Die des Kreises ist:

$$\xi_1{}^2 + \eta_1{}^2 = R^2.$$

Indem wir diese beiden Gleichungen nach ξ_1 lösen, finden wir:

$$(R^2 - 2\,k\,x + x^2)\,\xi_1{}^2 - 2\,\xi_1\,(R^2 - k^2)\,x$$
$$- (k^2\,x^2 - k\,R^2\,x + k^2\,R^2) = O.$$

Wir würden nun zwei Lösungen bekommen, da ein Kreis von einer Geraden stets in zwei Punkten geschnitten wird; die eine Lösung kennen wir aber: es ist der Punkt v für den $\xi_1 = k$ ist. Wir finden die zweite Lösung, indem wir aus der Summe der Lösungen die durch die obige Gleichung gegeben ist, k abziehen. Also ist für e:

$$\xi_1 = \frac{2\,x\,(R^2 - k^2)}{x^2 - 2\,k\,x + R^2} - k \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 6)$$

Die Gleichung von $v^1\,e$ ist:

$$\frac{x_1 - \xi_1}{v_1 - \eta_1} = \frac{\xi_1}{\eta_1 - \sqrt{R^2 - k^2}}$$

Setzt man $y_1 = O$ und löst nach x_1 auf, so findet man für x_1 wenn das — vor dem Wurzelausdruck berücksichtigt wird:

$$x_1 = \frac{\xi_1}{\xi_1{}^2 - k^2}\,(R^2 - k^2$$
$$- \sqrt{R^4 - (\xi_1{}^2 - k^2\,R^2 + \xi_1{}^2\,k^2)}\,) \quad . \quad . \quad . \quad 7)$$

Nun verdrehen wir Fig. 3 um $90^0 - \delta$, bis wir Fig. 4 erhalten. Die neuen Koordinaten von b sind:

$$x_1 \sin \delta \text{ und } - x_1 \cos \delta.$$

Die Gleichung von $A\,A_1$ ist:

$$\eta = \xi \operatorname{tg} \delta - \frac{x_1}{\cos \delta}$$

und die des Kreises ist

$$\xi^2 + \eta^2 = R^2.$$

Beide nach ξ aufgelöst, ergeben für A bezw. A_1:

$$\xi = x_1 \sin \delta \pm \cos \delta \sqrt{R^2 - x_1{}^2} \quad . \quad . \quad 8)$$

Bei gegebenem $x = O\,c$ kann ξ^1 nach 6), x_1 nach 7), $\xi = O\,B$ nach 8) gerechnet werden, dann (s. Fig. 1) ist $O\,C = \xi - L + \sqrt{L^2 - R^2 + \xi^2}$.

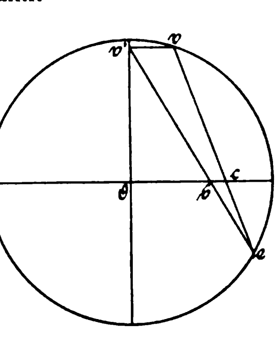


Fig. 3.

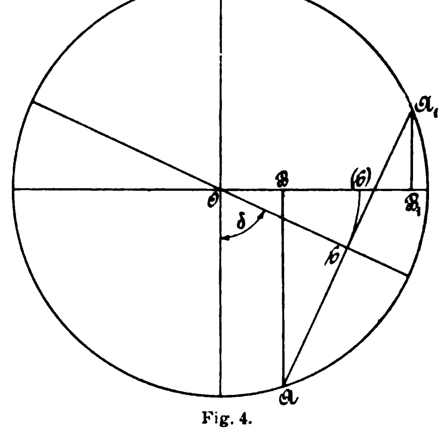


Fig. 4.

Wird $\frac{r^2}{l} = \frac{R^2}{L} = O$ gesetzt, so erhält man nach einigen einfachen Transformationen, dieselben Ausdrücke, wie sie sich aus dem *Zeuner*-Diagramm ergeben würden.

Ueber den Wärmedurchgang bei Kesselheizflächen.

Von **Jens Rude**, Ingenieur.

(Schluss von S. 435 d. Bd.)

Bei dem letzthin besprochenen Versuch wurde, wie allgemein üblich, der *mittlere* Durchgangskoeffizient bestimmt. Für den vorliegenden Gegenstand der Betrachtung würde es von noch grösserem Interesse sein, zu erfahren, in welcher Weise die Grösse des Durchgangskoeffizienten sich innerhalb derselben Heizfläche und bei gleicher Beanspruchung verändert. Ueber einen solchen Versuch hat *Paul Fuchs* in der „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure" von 1904, S. 379, berichtet. Mit Berücksichtigung der veränderlichen spezifischen Wärmen der Heizgase und durch Messung der Heizgastemperaturen an verschiedenen Stellen der Heizfläche hat *Fuchs* die Wärmeverteilung für die Heizfläche eines Wasserrohrkessels von 300 qm bei einer Beanspruchung von etwas über 20 kg Dampf f. d. qm und Stunde ermittelt.

In Fig. 2 sind die Kurven nach den von *Fuchs* durch Versuch und Rechnung gefundenen Ergebnissen aufgezeichnet. Die Darstellung bezieht sich auf den zurückgelegten Weg der Heizgase, gekennzeichnet durch die Reihenfolge *1 2 3* . . . der einzelnen Rohrreihen. Die Zahlenbezeichnungen *1* und *1'*, *2* und *2'* usw. geben jedesmal dieselbe Rohrreihe an; nur werden die mit *1 2 3* . . . bezeichneten Teile der Rohrreihen früher und die mit *1' 2' 3'* . . . später von den Rauchgasen bestrichen. Beide Gruppen sind durch den Ueberhitzer getrennt. Es ergeben sich aus diesem Grunde für die durch Versuche bestimmten Wassergeschwindigkeiten in den Rohrreihen zwei Kurven, *e f* und *g h*. Natürlich herrschen dabei in den gleichnummerierten Rohrreihen dieselben Geschwindigkeiten, so dass z. B. in der ersten (untersten) Rohrreihe die Umlaufgeschwindigkeit des Wassers sowohl bei *1* als auch bei

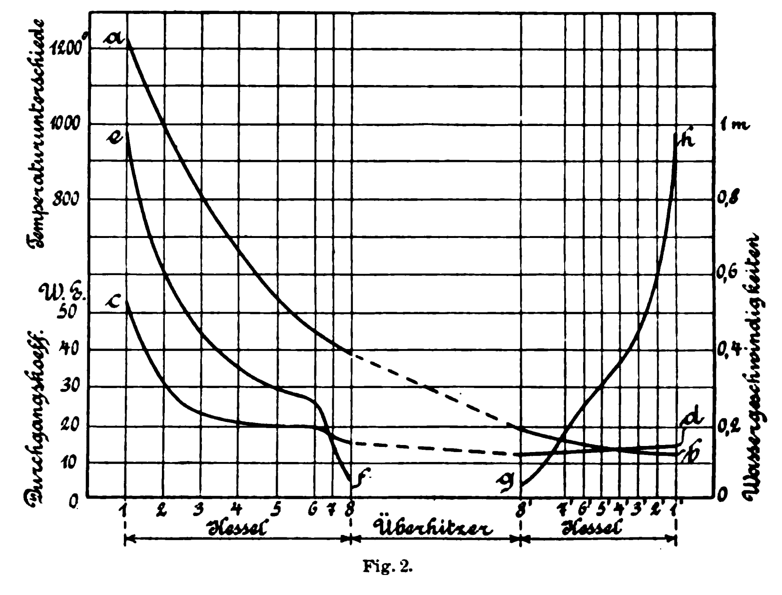


Fig. 2.

l' dieselbe ist. In der Abbildung geben ferner die Kurven *a b* die Temperaturunterschiede zwischen Heizgasen und Wasser und *c d* die Durchgangskoeffizienten k an.

Die Darstellung gibt bezüglich der letzteren zu erkennen, dass k zwischen 54,5 und 12,5 W.E. schwankt. Der grössere Wert entfällt auf den Teil der ersten Rohrreihe, welcher unmittelbar über dem Feuer liegt, und ist daher zum Teil der Wirkung der strahlenden Wärme zuzuschreiben. Ausser dem Einfluss der Heizgastemperatur auf den Durchgangskoeffizienten bringt die Figur noch besonders deutlich den Einfluss der Wassergeschwindigkeit zum Ausdruck. So erkennt man an den letzten Teilen der Heizfläche, wie die Kurve für k infolge des kräftigen Wasserumlaufes in den untersten Rohrreihen allmählich ansteigt, trotz der Abnahme der Rauchgastemperatur.

Es wurde schon erwähnt, dass zur unmittelbaren Bestimmung der beiden Uebergangskoeffizienten α_1 und α_2 an Dampfkesseln noch keine Versuche vorliegen. Indessen lassen sich, wie in der Folge gezeigt wird, auf Grund von Ueberlegung und von Erfahrungsresultaten diese Koeffizienten rechnerisch angenähert bestimmen. Das nachstehende Verfahren stellt keinen Anspruch auf Genauigkeit, sondern bezweckt nur den Nachweis zu bringen, dass die Werte von α_1 und α_2 ganz andere sind, als bisher vermutet.

Es ist bekannt, dass durch Ablagerung von Kesselstein oder durch Oelansammlung auf der Heizfläche die Wärmeabgabe des Bleches an das Wasser zum Teil verhindert wird, so dass eine Wärmestauung in der Blechwand entsteht. Eine solche örtliche Ueberhitzung des Bleches kann, wenn sie in der Nähe des Feuerraumes stattfindet, Ausbeulungen verursachen, wozu Temperaturen von 450 bis 500 ° in der Wand erforderlich sind.

Wie hoch nun unter gewöhnlichen Verhältnissen die Temperaturen in der Wand liegen, hängt in erster Linie von dem Zustand der wasserberührten Heizflächenwand ab. Wenn die Fläche rein ist und die Wasserbewegung ausreichend stark, so wird die Wandtemperatur selbst über dem Feuerraum nur wenig höher sein als die des Wassers. Anderseits aber genügt erfahrungsgemäss eine nur geringe Schicht von Oelansammlung oder von Kesselstein, um das Blech bis zur Rotglut zu erhitzen.[5])

Im praktischen Betrieb ist die Heizfläche nie ganz frei von Verunreinigungen und allenfalls wird sie an den Stellen, die hier hauptsächlich in Betracht kommen, zum grossen Teil von Dampfblasen bedeckt sein.

Unter diesen Umständen dürfte man mit der Annahme nicht sehr fehl gehen, dass bei normalen Betriebsverhältnissen die Wandtemperaturen bei einer Temperatur des Wassers von etwa 180° an den mehr beanspruchten Stellen der Heizfläche zwischen etwa 200 ° und 300 ° liegen werden.

Im Nachstehenden sollen nun an Hand eines Beispieles für zwei Fälle die Durchgangskoeffizienten k und die Uebergangszahlen α_1 und α_2 ausgerechnet werden, indem einmal ein verhältnismässig reiner Heizflächenteil zugrunde gelegt wird von 220 ° mittlerer Wandtemperatur, und dann bei der gleichen Rauchgastemperatur eine andere Stelle der Heizfläche, deren Temperatur infolge von Ablagerung auf der Wasserseite 300 ° beträgt. Ferner soll angenommen werden, dass im ersteren Fall an der betreffenden Stelle der Heizfläche 35 kg Wasser von etwa 180 W. E. Flüssigkeitswärme f. d. qm und Stunde verdampft werden. Mit einem Wärmeaufwand f. d. kg Dampf von 480 W. E. gehen folglich durch die Heizfläche 16 300 W. E. f. d. qm und Stunde. Da für Kesselbleche ein Wärmeleitungskoeffizient $\lambda = 50$ gesetzt werden kann, so wird bei einer Wandstärke $\delta = 0{,}013$ m nach Gleichung 2) das Temperaturgefälle in der Wand

$$t_1 - t_2 = Q \cdot \frac{\delta}{\lambda} = 16\,300 \cdot \frac{0{,}013}{50} \cong 4^0.$$

Nach ausgeführten Versuchen an Dampfkesseln darf zur Uebertragung einer Wärmemenge von 16 300 W. E. f. d. qm und Stunde durch Berührung und Leitung unter normalen Verhältnissen ein Temperaturunterschied zwischen Gas und Wasser von rund 500 ° als erforderlich angesehen werden. Mit 180 ° Wassertemperatur würden unter diesen Umständen die Heizgase an der betreffenden Heizflächenzone eine Temperatur von etwa 680 ° besitzen.

In beiden Fällen wird vorausgesetzt, dass die gasberührte Heizflächenwand von Flugasche und Russablagerung frei ist.

Im ersteren Fall werden nun mit dem gefundenen Temperaturgefälle die Temperaturen der Heizflächenwand auf der Gasseite $t_1 = 222^0$ und auf der Wasserseite $t_2 = 218^0$, und die entsprechenden Temperatursprünge $680 - 222 = 458^0$ und $218 - 180 = 38^0$.

Nach den Gleichungen 1) und 3) lassen sich hiernach die Wärmeübergangskoeffizienten α_1 und α_2 berechnen. Es wird:

$$\alpha_1 = \frac{Q}{t_g - t_1} = \frac{16\,300}{458} = 35{,}6 \text{ W. E.}$$

und

$$\alpha_2 = \frac{Q}{t_2 - t_w} = \frac{16\,300}{38} = 430 \text{ W. E.}$$

Nach Gleichung 7) findet sich dann der Wärmedurchgangskoeffizient zu

$$k = \frac{1}{\frac{1}{35{,}6} + \frac{1}{430}} = 33.$$

Bei der nach dem zweiten Fall angenommenen mittleren Wandtemperatur von 300 ° werden die beiden Temperaturen auf der Gas- und Wasserseite der Wand ohne grossen Fehler $t_1' = 302^0$ und $t_2' = 298^0$. Die entsprechenden Temperatursprünge sind $680 - 302 = 378^0$ und $298 - 180 = 118^0$.[6])

Da sich auf der Gasseite der Heizfläche ausser dem Temperatursprung nichts geändert hat, so wird auch in diesem Fall der Wärmeübergangskoeffizient α_1 den vorhin ermittelten Wert $\alpha_1 = 35{,}6$ behalten können. Nach Gleichung 1) berechnet sich dann die jetzt übergehende Wärmemenge zu

[5]) Nach Versuchen von *Morison* an einem Flammrohrkessel, veröffentlicht in „Engineering“ S. 589 und 619 d. J. genügt eine sehr dünne Haut von Mineralöl auf dem Flammrohr, um die Temperatur schon bei mittlerer Beanspruchung der Heizfläche sofort auf 360 ° und höher zu bringen. *Morison* fügt hinzu, dass diese Tatsache imstande ist, manche sonst mystische Einbeulung an Flammrohren zu erklären.

[6]) Von Rechts wegen ist die Bezeichnung Temperatursprung hier nicht ohne weiteres zutreffend, da zwischen Metallwand und Wasser eine wenn auch geringe Körperschicht von schlechtem Wärmeleitungsvermögen vorhanden ist, in welcher sich der Temperaturabfall hauptsächlich vollzieht.

Um, wie hier angenommen, eine Temperatur von 300 ° in der Wand hervorzurufen, ist, wie gesagt, eine starke Verschmutzung der Heizfläche keineswegs erforderlich. Dies geht noch aus der Tatsache hervor, dass die Rohre einzelner Wasserrohrkessel beim angestrengten Betrieb oft so erhitzt werden, dass sie sich krümmen. Diese Erscheinung, die in besonderer Verschmutzung der Rohre keineswegs ihre Ursache hat, rührt vielmehr von ungenügender Wasserbewegung her und daraus folgender Ansammlung von Dampf in den Rohren. Bei anderen Dampfkesseln wird natürlich aus dem gleichen Grunde an Stellen mit lebhafter Verdampfung infolge der sich fortwährend bildenden und fortwährend anhaftenden Dampfblasen eine Temperaturerhöhung der Wand entstehen, die je nach der Stärke der Wasserbewegung verschieden ist. Es verdient in Zusammenhang hiermit erwähnt zu werden, dass bei Ueberhitzeranlagen Temperatursprünge zwischen Wand und Dampf von 120 ° und mehr bei etwa 500 ° Rauchgastemperatur gemessen worden sind.

$$O' = 35,6\,(680 - 302) = 13\,460 \text{ W. E.}$$

Es gehen also in der Stunde 16 300 — 13 460 = 2840 W. E. f. d. qm weniger über als vorhin.

Nach Gleichung 3) wird nun

$$\alpha_2' = \frac{O'}{298 - 180} = \frac{13460}{118} = 114 \text{ W. E.}$$

Wonach sich der neue Durchgangskoeffizient berechnet zu

$$k' = \frac{1}{\frac{1}{35,6} + \frac{1}{114}} = \frac{1}{0,0368} = 27,2 \text{ W. E.}$$

Durch die Erhöhung der mittleren Wandtemperatur von 220° auf 300° infolge vermehrten Wärmewiderstandes der wasserseitigen Heizfläche ist also der Wärmedurchgangskoeffizient von 33 auf 27,2, d. h. um rund 17 v. H. zurückgegangen. [7])

In den Fig. 3a und 3b ist der Verlauf der Temperatur bei der Wärmeübertragung in beiden Rechnungsfällen veranschaulicht. Unter der Voraussetzung, dass die Wand aus homogenem Material von gleichem Wärmeleitungsvermögen besteht, darf eine gleichmässige Abnahme der Temperatur in der Wand angenommen werden, so dass das betreffende Kurvenstück geradlinig wird. Man erkennt aus den Figuren deutlich die Einwirkung der Verunreinigung auf die Wandtemperaturen.

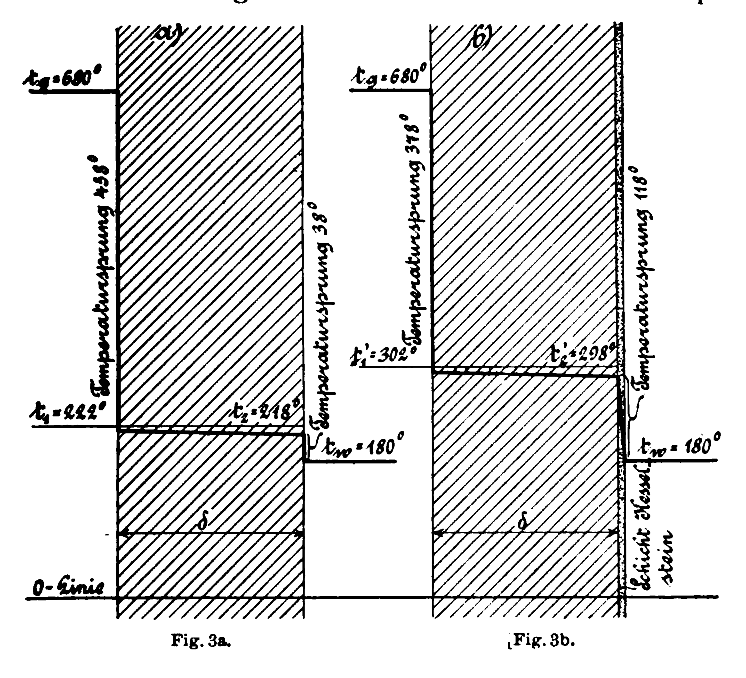


Fig. 3a. Fig. 3b.

[7]) Nach ausgeführten Versuchen soll z. B. eine Kesselsteinschicht von nur 1,5 mm genügen, um den Kohlenverbrauch um 15 v. H. zu erhöhen.

Aus dem angeführten Beispiel geht deutlich hervor, dass eine Veränderung des Uebergangskoeffizienten α_2 ganz erheblich den Durchgangskoeffizienten k bezw. die Wärmeübertragung beeinflussen kann.

In ähnlichem Sinne wie die Verunreinigung der wasserseitigen Heizfläche beeinflusst eine mangelhafte Wasserbewegung den Uebergangskoeffizienten α_2 bezw. den Durchgangskoeffizienten k. Bei ausreichend starker Bewegung des Wassers wird selbst bei sehr lebhafter Verdampfung die Heizfläche mehr von Wasser und weniger von Dampf bedeckt sein, wodurch der Wärmewiderstand vermindert wird.

Da nun an den verschiedenen Heizflächenstellen die Wasserströmung verschieden ist, und da ferner die Ablagerung von verunreinigenden Bestandteilen ganz ungleichmässig erfolgt, so ergibt sich in Zusammenhang mit dem Vorstehenden, dass Heizflächenstellen, selbst wenn sie in gleichen Temperaturzonen liegen, in sehr verschiedenem Masse an der Wärmeübertragung beteiligt sein können.

Für eine Verunreinigung der äusseren Heizfläche etwa durch Ablagerung von Flugasche würde die Rechnung eine Erhöhung des Temperatursprunges zwischen Heizgasen und Wand ergeben. Da die Temperatur der Gase von der Flugaschenschicht als unbeeinflusst angesehen werden kann, wenn es sich um einen kleinen Teil der Heizfläche nur handelt, so wird sich hier im Gegensatz zu der Verunreinigung der Innenheizfläche die Wandtemperatur vermindern. In beiden Fällen wirkt aber die Verunreinigung wärmeisolierend, so dass stets weniger Wärme hindurchgeht.

Im Vorstehenden ist ein Thema behandelt worden, welches berufen ist, für den modernen Dampfkesselbau von grösster Bedeutung zu sein; denn ohne Zweifel sind die Dampfkessel nach der wärmetechnischen Seite hin noch entwicklungs- und verbesserungsfähig.

Der vielfach gehegte Glaube, dass die Wärmeübertragung der Kesselheizflächen nicht beschleunigt werden kann, dass es mit anderen Worten keine Mittel und Wege gibt, den Wärmedurchgangskoeffizienten zu erhöhen, ist deshalb irrig.

Sehr wahrscheinlich wird sich die Entwicklung der Dampfkessel gerade auf diesem Wege früher oder später bewegen. Hierzu ist aber in erster Linie erforderlich, Klarheit darüber zu erhalten, welche Einflüsse in günstigem und welche in ungünstigem Sinne auf den Wärmedurchgangskoeffizienten einwirken.

Dampfturbinen als Lokomotiv-Antrieb.

In der Fach- und Tagespresse sind des öfteren Vermutungen ausgesprochen, dass die Dampfturbinen, nachdem sie als Grosskraftmaschinen so schnellen Eingang in den Kraftwerken aller Art gefunden haben, nun wohl auch in absehbarer Zeit sich das Feld im Lokomotivbau als Antriebsmaschinen erringen würden. Die Tatsache, dass deutsche Kriegsschiffe an Stelle der Kolbendampfmaschinen mit Dampfturbinen ausgerüstet worden sind und bei den Abnahmeprobefahrten günstige Ergebnisse gezeigt haben, hat die Frage noch besonders in den Vordergrund gerückt. Es darf daher von Interesse sein, die Möglichkeit der Verwendung von Dampfturbinen als Lokomotivantrieb kurz zu besprechen.

Der innere Beweggrund, dass sich die Aufmerksamkeit auf die Dampfturbinen gelenkt hat, muss mehr in ihrem dynamischen Verhalten während des Laufes als in der wirtschaftlichen Energieausnützung des Dampfes, die bei den Grosskraftmaschinen der der Kolbendampfmaschinen nicht nachsteht, gesucht werden. Die Dampfturbine hat während des Laufes keine nennenswerten freien Massenkräfte, was in dem geringen Grundgemäuer der ortsfesten Turbinen zum Ausdruck kommt. Sie erscheint also wie geschaffen zum Lokomotivantrieb, dessen jetzige Gestalt in den hin- und hergehenden Massen des Kurbeltriebes die für die Sicherheit des Ganges und für die Schonung des Gleises gleich schädlichen sogenannten störenden Bewegungen erzeugt. Sie auf ein erträgliches Kleinstmass zu verringern, ist seit langem das Streben der Konstrukteure und hat zu dem

paarweis gegenläufigen Triebwerk mit vier Zylindern geführt. Wie bedeutsam die Aufgabe der Beseitigung der störenden Bewegungen im Triebwerk ist, darf als bekannt vorausgesetzt werden. Gilt doch in den Kreisen der Elektrotechniker die Eigenschaft, dass der Elektromotor nur kreisende Bewegung hat, als einer der schlagendsten Beweisgründe für die Ueberlegenheit desselben über die Kolbendampfmaschine und erhoffte man von ihm, dass er das Gleis so gut wie gar nicht beanspruchen würde, eine Hoffnung, die allerdings nicht berücksichtigte, dass nunmehr das unabgefederte Gewicht der Achsen durch die Belastung des Ankers und das teilweise Gehäusegewicht vermehrt wurde. Vergisst man nicht, dass die allgemeine Einführung des elektrischen Betriebes auf einem ausgedehnten Bahnnetz mit Fernzugbetrieb noch in weiter Zukunft steht, so erkennt man das Interesse umso berechtigter, das sich einer den Dampf benützenden Antriebsmaschine mit ähnlichen dynamischen Eigenschaften, wie sie der Elektromotor zeigt, zuwendet.

Die Forderungen, die an einen die jetzige Lokomotiv-Triebmaschine ersetzenden Antrieb zu stellen sind, lassen sich in folgende Punkte zusammenfassen:

1. Gleiche oder grössere Wirtschaftlichkeit bei grossem Wechsel der Belastung;
2. gleich gute Beweglichkeit in den Geschwindigkeitsabstufungen, insbesondere leichtes Umsteuern für Vor- und Rückwärtsgang;
3. geringe Raumbeanspruchung;
4. ruhiger Gang mit wenig freien Massenkräften.

1. Die Verhältnisse bei Kriegsschiffturbinen liegen ähnlich wie die der Lokomotivturbinen. Man unterscheidet die sogenannte Marschgeschwindigkeit und die forzierte Fahrt; bei beiden wird eine gleich gute Dampfausnutzung verlangt. Die *Parsons*-Turbine, die bisher hauptsächlich in Frage kommt, zeigt ein Verhalten, nach dem bei gleichbleibender Leistung mit fallender Umdrehungszahl der Dampfverbrauch für die Leistungseinheit beträchtlich steigt, hingegen bei gleichzeitigem Fallen von Leistung und Umdrehungszahl nur eine geringere Aenderung im Dampfverbrauch eintritt. Dieser letzte Fall trifft im Schiffsbetrieb zu. Um noch günstiger zu arbeiten, schaltet man vor die Turbinen für forzierte Fahrt eine sogenannte Marschturbine, deren Wirkung man sich so erklären kann, dass eine Turbine, die in Hochdruck-, Mitteldruck- und Niederdruckturbine unterteilt ist, bei forzierter Fahrt mit ausgeschalteter Hochdruckturbine fährt, während die Mitteldruckturbine unmittelbar mit Frischdampf gespeist wird. Die Belastungsverhältnisse der Lokomotive liegen ähnlich. Ob aber diese Anordnung der Unterteilung möglich wäre, kann nur der Konstruktionsentwurf entscheiden, ob sie angebracht und zweckmässig, der Versuch. Die Turbine verlangt zur guten Dampfausnützung überhitzten Dampf und weitestgetriebene Dehnung. Da sie die untersten Druckstufen des Dampfes gerade am besten ausnützt, ist zum wirtschaftlichen Betrieb ein gutes Vakuum, d. h. der Betrieb als Kondensationsmaschine, unerlässlich. An dieser Forderung wird die Verwendung der bisher bekannten Turbinensysteme als Lokomotivantriebsmaschine zunächst scheitern, da von vornherein mit einer bekannt unwirtschaftlichen Arbeitsweise der Turbine gerechnet werden müsste, weil ein Kondensationsbetrieb auf der Lokomotive sich nicht einrichten lässt.

2. Wie im Schiffsbetrieb hohe Anforderungen an die Manövrierfähigkeit der Antriebsmaschinen gestellt werden, so werden Schnelligkeit im Umsteuern auf Vor- und Rückwärtsgang und Feinheit der Geschwindigkeitsabstufungen und noch mehr Wechsel der Leistungen von der Lokomotivmaschine verlangt. Bei den Schiffsmaschinen ist die Aufgabe durch Verwendung mehrerer getrennter Vor- und Rückwärts-Turbinen verhältnismässig einfach gelöst worden, allerdings auch nur ein Ersatz einer Turbine, die mit gleich gutem Vor- und Rückwärtsgang als *Parsons*-Turbine bisher noch nicht gebaut worden ist. Die Elektra-Turbine der *Karlsruher Gesellschaft für elektrische Industrie* lässt sich durch Bedienung eines einfachen Wechselventils schnell umsteuern, welches den Dampf einem doppelten Düsensystem mit den zugehörigen zwei Laufradkränzen für Vor- und Rückwärtsgang des Laufrades zuführt. Ob die eine oder die andere Lösung der Aufgabe für den Lokomotivantrieb in Frage kommt, kann wohl nur der Versuch beantworten.

3. Für die Unterbringung der Turbine auf der Lokomotive, deren äusserer Aufbau einer vollständigen Aenderung unterworfen werden müsste, spielt die Grössenabmessung der Turbinen eine Rolle. Von den bekannten Systemen zeigen die einen zwar mässige Abmessungen, aber hohe Umdrehungszahlen, welche die unangenehme Zugabe der Räderübersetzung mit sich bringen, die anderen für den vorliegenden Zweck zu grosse Abmessungen mit verhältnismässig mittleren Umdrehungszahlen. Ob es gelingen wird, mehrere Turbinen zu verwenden und unterzubringen, ist ebenfalls Sache des Entwurfes. Der Vorzug der Gewichtsersparnis gegenüber der Kolbendampfmaschine fällt zunächst nicht so schwer ins Gewicht, da eine bestimmte Belastung der Treibachsen wegen der erforderlichen Reibungskraft zwischen Rad und Schiene immer vorhanden sein und nötigenfalls noch durch besondere Gewichte künstlich erzeugt werden müsste.

4. Das dynamische Verhalten der Turbine war zu Eingang des Aufsatzes eingehend als Anstoss zur Beschäftigung mit der vorliegenden Frage gewürdigt werden, so dass an dieser Stelle nichts weiter zu sagen übrig bleibt.

Das Ergebnis der Betrachtung führt dazu, dass mit den bisherigen Turbinensystemen ein Lokomotiv-Antrieb wohl als ausgeschlossen zu betrachten ist und dass die Frage ein noch scheinbar wenig bebautes Feld der Technik darstellt, falls man nach der fast gänzlich schweigsamen Fachliteratur darüber urteilen darf. Es ist indes ebensowenig glaubhaft, dass sich die Turbinentechnik nicht mit diesem Gegenstand beschäftigen sollte und so darf man wohl das Schweigen der Literatur über ihn als die „Ruhe vor dem Sturm" betrachten, der einmal gewiss gänzlich Neues und Unerwartetes mit sich führen wird.

Hans A. Martens.

Weitere Beiträge zur Technik der Elektrometallurgie des Eisens.

Von Dr. **Albert Neuburger**, Berlin.

Die ersten brauchbaren Verfahren zur Herstellung von Eisen und Stahl auf elektrischem Wege wurden vor etwas mehr als vier Jahren geschaffen. Wenn seitdem, nämlich seit dem Jahre 1900, alles in allem etwa 20 Anlagen zur elektrischen Eisen- und Stahlgewinnung teils ausgeführt, teils projektiert wurden resp. im Bau begriffen sind, so ist dies gewiss ein erfreuliches Zeichen für die Lebensfähigkeit dieses noch so jungen Zweiges der Technik. Anderseits aber ist nicht zu verkennen, dass in dieser kurzen Zeit eine Klärung der Ansichten über den Wert



der einzelnen Verfahren und über ihre Vor- und Nachteile nicht eintreten konnte. Es gab nur sehr wenige Techniker, die eine grössere Anzahl derselben im Betrieb zu beobachten vermochten, und noch geringer ist die Zahl derer, denen Gelegenheit geboten war, durch Analysen der Erze und der fertigen Produkte, durch Messungen des Kraftverbrauchs und sonstige zweckdienliche Beobachtungen an Ort und Stelle sich ein abschliessendes Urteil zu bilden. Soweit ein solches überhaupt möglich war, ist über dasselbe sowie über die Untersuchungsergebnisse, auf die es sich gründete, bereits früher und schon mehrfach in dieser Zeitschrift berichtet worden (D. p. J. 1902, **317,** S. 487; 1904, **319**, S. 219, 231, 737.

Wo man sich nicht auf derartige von einwandsfreien Beobachtern gefundene Tatsachen stützen konnte, war man meist auf die Angaben der Erfinder selbst angewiesen, die oft derartige Widersprüche aufwiesen, insbesondere was die Kosten der Verfahren anbetrifft, dass grosse Differenzen entstanden, die in der Natur der Verfahren selbst oder in den Kosten der zu ihrer Durchführung aufgewendeten elektrischen Energiemengen nicht begründet erscheinen konnten. Angesichts dieser Tatsachen muss es als ein dankenswertes Vorgehen begrüsst werden, wenn die Regierung von Kanada, um Klarheit in den hier obwaltenden Verhältnissen zu schaffen, eine besondere Kommission ernannte, deren Aufgabe es war, die bedeutendsten der jetzt bestehenden Werke, in denen Eisen und Stahl auf elektrischem Wege hergestellt wird, zu bereisen und durch eingehende Messungen, Erhebungen, Analysen sowie mechanische Prüfung der erzeugten Produkte ein richtiges Urteil zu finden. Diese Kommission bestand aus dem Chemiker und Direktor der Abteilung für Bergbau des kanadischen Ministeriums Dr. *Eugene Haanel* als Chef, ferner aus dem Elektrotechniker *C. E. Brown* und dem Metallurgen *F. W. Harbord.*

Die Verfahren, auf die die Prüfung sich erstreckte, sind sämtlich bereits früher in dieser Zeitschrift (siehe die oben angeführten Bände und Seitenzahlen) eingehend beschrieben worden. Der Bericht der Kommission, der einen stattlichen Band füllt, bildet daher eine wertvolle Ergänzung zu den bereits damals gemachten Ausführungen. Es würde jedoch verfehlt sein, die Hauptpunkte desselben ohne weiteres wiedergeben zu wollen. Es sind vielmehr kurz vor und nach Erscheinen des Berichtes noch weitere, von anderer Seite erhaltene Prüfungsresultate bekannt geworden, darunter solche von Dr. *Hans Goldschmidt*, ferner von dem Chefelektrochemiker der Firma *Siemens & Halske* in Wien, Dr. *Viktor Engelhardt*, weitere von *Charles Combes* usw. usw. Nur durch eine vergleichende Betrachtung aller dieser Ergebnisse — die auch schon um deswillen angebracht ist, weil manche Punkte von der kanadischen Kommission nicht berücksichtigt wurden — lässt sich ein richtiges Bild der Sachlage erhalten.

Unter den Prozessen, auf die sich die Prüfungen erstreckten, ist in erster Linie zu erwähnen das

Verfahren von Stassano.

In bezug auf diesen Prozess enthält der Bericht der kanadischen Kommission — und sie ist die einzige, die sich seitdem mit ihm beschäftigt hat — wenig, was nicht bereits in dem in D. p. J. 1904, **319**, S. 220 enthaltenen Bericht von *Goldschmidt* enthalten gewesen wäre.

Der an jener Stelle erwähnte drehbare Ofen, der die Entmischung der Beschickung verhindern soll, ist jedoch in der Zwischenzeit im Königlichen Schmelzwerk zu Turin aufgestellt und in Betrieb gesetzt worden, und in dem Bericht der Kommission finden sich die ersten Veröffentlichungen über denselben.

Der Ofen, der erst in einer Grösse für drei Tonnen Tagesproduktion entworfen war, ist in etwas grösserem Masstabe zur Ausführung gelangt. Die Tagesproduktion beträgt 4 bis 5 Tonnen, je nach der Qualität der Erze. Seine Kosten beliefen sich, einschliesslich der elektrischen Einrichtung, auf 20 000 M. Wenn sich der Ofen bewährt, sollen zwanzig derartige Oefen zur Aufstellung gelangen, um eine Tagesproduktion von 100 Tonnen Eisen zu ermöglichen. Durch die Aufstellung vieler derartiger Oefen werden alle diejenigen Vorteile erreicht, auf die Verfasser in einem am 3. April 1905 im Verein zur Förderung des Gewerbefleisses in Berlin gehaltenen Vortrag ausführlich hingewiesen hat und die im wesentlichen in der ausserordentlichen Anpassungsfähigkeit des Betriebes und in der Erleichterung von Reparaturen bestehen. Zur Anwendung kommt ein Strom von 4900 Ampere und 150 Volt, der auf vier Elektroden verteilt wird, zwischen denen zwei Lichtbögen spielen, so dass also jeder Lichtbogen 2450 Ampere trägt.

Die angewendeten Elektroden haben zylindrischen Querschnitt und 15 cm Durchmesser. Ihre Länge schwankt zwischen 1,30—1,50 m. 1,50 m Elektroden wiegen ungefähr 60 kg. Ihre Kosten belaufen sich einschliesslich der Transportkosten von Deutschland nach Turin auf 28 Pfennige. Für die Tonne erzeugten Eisens werden 10 bis 15 kg Elektroden verbraucht.

Die Ausfütterung des Ofens besteht aus Magnesit und zu ihrer Herstellung sind zwei Tage nötig; bei ununterbrochenem Betriebe hält eine derartige Ausfütterung 40 Tage vor, doch sind hier und da kleine Reparaturen nötig, die insbesondere an denjenigen Stellen entstehen, wo die Schlacke anliegt. *Stassano* hofft jedoch, diesen kleinen und für das Erträgnis des Verfahrens nicht ins Gewicht fallenden Uebelstand beseitigen zu können.

An Arbeitskräften werden folgende gebraucht: ein Mann, um den Lichtbogen zu regeln; zum Beschicken von zwei Oefen ebenfalls ein Mann, wenn man es nicht vorzieht, das Gichten durch selbsttätige Vorrichtungen bewirken zu lassen, und fünf Mann zum Abstechen der Schlacke und des fertigen Eisens an sechs Oefen.

Die Einrichtungskosten beliefen sich für die Pferdekraft im Mittel auf 400 Lire (500 Mark), wobei Dampfkraft zur Erzeugung des Stromes dient; bei Verwendung von Wasserkraft würden sie auf ungefähr 180 Lire (144 Mark) zu stehen kommen.

Das Héroultsche Verfahren.

Dasselbe steht gerade jetzt deshalb im Vordergrunde des Interesses, weil nach ihm eine Versuchsanlage in Deutschland errichtet wird. Die nachstehenden Ausführungen über dasselbe sind teils auf den Bericht der kanadischen Kommission, teils auf die eingehenden Untersuchungen und Mitteilungen von *Charles Combes* und *Adolphe Minet*, teils auf private Mitteilungen *Héroults* selbst an den Verfasser zurückzuführen.

In bezug auf dieses Verfahren ist zunächst zu bemerken, dass es in der Anlage zu La Praz nicht mehr in der Weise ausgeübt wird, wie es in D.p.J. 1904, **319**, S. 231, beschrieben war. Die dort beschriebene elektrische Bessemerbirne ist allerdings noch in vollem Betrieb, und sie bildet das Mittel zur Erzeugung feiner Stahlsorten. Man hat es jedoch aufgegeben, in ihr Eisen direkt und ausschliesslich aus den Erzen erzeugen zu wollen. In ihr wird lediglich ein Schrottprozess betrieben, der auf die Verarbeitung eines Gemenges von Roheisen, Eisenabfällen unter Zugabe eines bestimmten Anteiles von Erz, sowie der üblichen Zuschläge sich gründet. Zur besseren Ausnutzung der in den Abgasen enthaltenen Energie, hat sich *Héroult* veranlasst gesehen, einen weiteren Ofen aufzustellen, in dem unter Verwendung der Energie dieser Abgase sowie der-

jenigen des elektrischen Stromes aus Erzen direkt Roheisen erhalten wird.

Es hat sich nämlich gezeigt, dass die aus der elektrischen Bessemerbirne entrömenden Gase bedeutend reicher an Kohlenoxyd sind, als die Gichtgase der Hochöfen, und *Héroult* will diese Energie dem elektrometallurgischen Prozess wieder zuführen. Er berechnete sich (laut Mitteilung), dass zur Ausbringung von 1 kg geschmolzenen Metalls 2000—2500 Kalorien nötig sind, die sowohl zur Schmelzung, wie zur Reduktion des Metalls, sowie zur Erzeugung und Schmelzung der Schlacke gebraucht werden. Für die Reduktion sind 330 gr Kohle (auf Kohlenoxyd berechnet) nötig; die im Ofen während der Reduktion entbundene Wärme ist demnach:

$$0{,}330 \text{ kg} \times 2400 = 792 \text{ Kalorien.}$$

Der Unterschied, also 1200—1700 Kalorien, muss durch die elektrische Energie geliefert werden, das Kohlenoxyd kann aber beim Verbrennen

$$0{,}330 \times 5600 = 1800 \text{ Kalorien}$$

liefern.

Verbrennt man daher dieses Kohlenoxyd in einem besonderen Apparat, den man benutzt, um das Erz zu schmelzen und sogar zu überhitzen, und führt man es erst dann in den eigentlichen Ofen ein, so vermag man auf diese Weise den grössten Teil der sonst verloren gehenden Kalorien wieder zu gewinnen.

Zur Nutzbarmachung derselben nach den eben geschilderten Grundsätzen hat *Héroult* einen besonderen Ofen konstruiert, den er „Economiseur" nennt (Fig. 1). Derselbe besteht aus dem Schachte *C C*, an dessen unterem Teile der Tiegelofen *B* angebracht ist. Der Schachtraum des Ofens ist etwas über seiner Mitte durch einen seitlich angebrachten Schacht *A* unterbrochen, durch den das Erz eingefüllt wird. Die Einfüllung geschieht mittels besonderer Vorrichtungen und es findet keine Mischung des Erzes mit Kohle statt, da durch den Schacht das erwähnte Kohlenoxyd den Erzen entgegenströmt und an sie unter Schmelzung die Wärmeeinheiten, die es besitzt, abgibt. Da die Erze oxydischer Natur sind, so findet zugleich auch eine Reduktion derselben statt in ähnlicher Weise wie im Hochofen, wo bei Temperaturen unterhalb 900° ebenfalls die Reduktion durch das Kohlenoxyd bewirkt wird. Es erfolgt also in diesem Schachte ein Austausch der Energie in dem oben beschriebenen Sinne und das Erz gelangt, teilweise geschmolzen und teilweise bereits reduziert, in den eigentlichen Ofen. Dieser selbst ist für das Erz über den Kohlenblock *F* weg zugänglich, der die eine Elektrode eines zwischen *F* und *G* spielenden Flammenbogens bildet, dessen Wärme gleichfalls durch den Schacht *A* abzieht. Der Flammbogen hat den Zweck, dem Erze jenen Grad von Schmelzflüssigkeit zu verleihen, der ihm zur richtigen Durchführung der Reduktion im Ofen noch fehlt. Kommt dann das geschmolzene und in Glut befindliche Erz über *F* weg in den eigentlichen Schacht, so trifft es hier mit dem in diesem niedergleitenden Koks, sowie mit dem Zuschlag, der ebenfalls von oben in den eigentlichen Schacht gegeben wird, zusammen. Es tritt vollständige Reduktion ein, sowie durch einen zwischen *B* und *F* resp. *G* spielenden weiteren Lichtbogen die vollständige Läuterung, so dass aus dem Ofen reines Eisen abgestochen werden kann. Es sind zwei Abstichöffnungen vorgesehen, eine bei *D* für das Metall und eine bei *E* für die Schlacke.

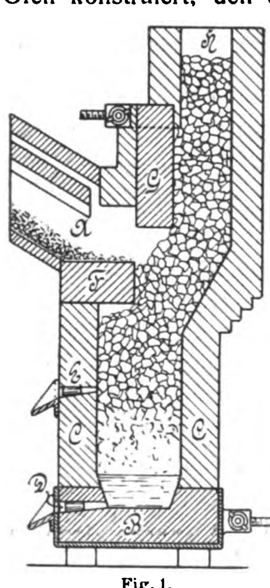


Fig. 1.

In dem Werke zu La Praz, das sowohl seitens der kanadischen Kommission, wie von *Charles Combes* und *Adolphe Minet* besucht wurde, lassen sich die verschiedensten Stahlsorten in der Birne herstellen. Um feinen Werkzeugstahl mit *geringem* Kohlenstoffgehalt zu erhalten, wird der Prozess in folgender Weise geleitet, wobei das Erblasen einer kleinen $1^1/_2$ Tonnen Charge als Beispiel dienen mag — also einer Charge, wie sie dann erblasen werden, wenn es sich darum handelt, möglichst schnell Stahl zu gewinnen. Im allgemeinen werden grössere und zwar ebenso wie beim *Stassano*-Ofen fünf Tonnenchargen erblasen.

Für die genannte kleine Charge wurde die Beschickung folgendermassen zusammengesetzt:

Eisen . .	1,65 t
Eisenerz .	0,16 t
Kalk . . .	0,123 t

Der Prozess wurde durch Anlassen des Stromes eingeleitet und zunächst eine vollständige Schmelzung dieser Beschickung herbeigeführt, wobei sich bereits Schlacke bildete, die jedoch einen sehr hohen elektrischen Widerstand hat. Sie wurde deshalb sorgfältig abgekratzt, und dann die Neubildung einer anderen Schlacke von anderer Leitfähigkeit durch Zuführung eines Gemenges von folgender Zusammensetzung eingeleitet:

Kalk . . .	0,275 t
Sand . . .	0,775 t
Flusspat . .	0,775 t

Es folgte dann ein erneutes Anlassen des vor der Zugabe der erwähnten Mischung abgestellten Stromes. Nachdem derselbe eine bestimmte Zeitlang eingewirkt hatte, wurde er abermals abgestellt, auch die neugebildete Schlacke entfernt und abermals dieselbe Menge des schlackenbildenden Gemisches zugegeben. Dann wurde der Strom wieder angelassen. Nach abermaliger Entfernung und Neubildung der Schlacke erfolgte ein Zusatz von 0,0775 Tonnen Ferromangan und weitere Erhitzung, dann abermaliges kurzes Anlassen des Stromes, Zugabe von Aluminium (zur Beruhigung des stark wallenden Stahls) und Ausgiessen in die Coquillen.

Die Gesamtdauer der Charge belief sich auf $4^1/_2$ Stunden. Nachkohlen des kohlenstoffarmen Stahles fand nicht statt. Die Ausbeute betrug 1,410 Tonnen Stahl und 0,0045 Tonnen Abfall.

Die Zusammensetzung der Charge ergab sich auf Grund der Analyse folgendermassen:

Kohlenstoff . . .	0,110 v. H.
Silizium	0,152 v. H.
Schwefel	0,055 v. H.
Phosphor . . .	0,220 v. H.
Mangan	0,130 v. H.
Arsen	0,089 v. H.
Rest: Eisen.	

Daraus wurde ein Stahl von folgender Zusammensetzung erhalten:

Kohlenstoff . . .	0,079 v. H.
Silizium	0,034 v. H.
Schwefel	0,022 v. H.
Phosphor . . .	0,009 v. H.
Mangan	0,230 v. H.
Arsen	0,096 v. H.
Rest: Eisen.	

Der Stahl schmiedete sich sehr gut ohne eine Spur



von Rotbrüchigkeit und vorgenommene Kalt-Biegeproben befriedigten in jeder Hinsicht. Auf die mechanischen Eigenschaften verschiedener elektrischer Stahlsorten werden wir weiter unten noch eingehend zurückkommen. Zur Gewinnung des Stahls waren 1410 Kilowattstunden nötig.

Eine weitere Charge wurde erblasen, um Stahl von *hohem* Kohlenstoffgehalt zu erzielen. Die Charge hierfür bestand aus

gemischten Eisenabfällen . .	2,599 t
Ferrosilizium	0,086 t
Eisenerz	0,195 t
Kalk	0,157 t
Ferromangan	0,002 t

Die Beschickung mit einem Teil der Eisenabfälle und des Kalks wurde vor dem Anlassen des Stromes vorgenommen, der Rest wurde während des Schmelzens zugefügt. Ebenso, wie bei der vorstehend beschriebenen Charge wurde besondere Sorgfalt darauf verwendet, die Schlacke durch Abkratzen zu entfernen und eine zweite Schlacke herzustellen. Um die Bildung der letzteren zu erleichtern, wurde ein Gemenge von folgender Zusammensetzung verwendet:

Kalk . . .	0,399 t
Sand . . .	0,099 t
Flusspat . .	0,099 t

Im Gegensatze zu der vorher beschriebenen Charge musste nachgekohlt werden, was mit Hilfe von „Karburit", einem Gemenge von reinem Eisen und Kohle, geschah.

Gleichzeitig wurden 0,086 t Ferrosilizium zugegeben. Um zu sehen, ob der Stahl in bezug auf Kohlenstoffgehalt entsprach, wurden Schmiedeproben entnommen. Als diese zufriedenstellend ausfielen, wurde in gewöhnlicher Weise nach vorherigem Aluminiumzusatz ausgegossen.

Die Gesamtdauer der Charge belief sich in diesem Falle auf acht Stunden, wobei zu bedenken ist, dass auch die Charge selbst eine grössere war. Die Ausbeute betrug 2,313 Tonnen Stahl von folgender Zusammensetzung:

Kohlenstoff . . .	1,016 v. H.
Silizium	0,103 v. H.
Schwefel	0,020 v. H.
Phosphor . . .	0,009 v. H.
Mangan	0,150 v. H.
Arsen	0,060 v. H.
Aluminium . . .	Spuren
Rest: Eisen.	

Die während des Verlaufes der Charge verbrauchte elektrische Energie betrug 2580 Kilowattstunden.

Ein weicherer Stahl als der tatsächlich hergestellte, wäre bereits nach fünf Stunden fertig gewesen und hätte zu seiner Herstellung einen Energieaufwand von lediglich 1680 Kilowattstunden benötigt.

Die Kosten für das Rohmaterial und die Arbeitslöhne stellen sich bei dem Betrieb eines *Héroult*schen Ofens ungefähr ebenso hoch, wie die in einem mit Gas geheizten *Siemens*-Ofen von gleicher Grösse für die Erzeugung von Stahl gleicher Qualität. Kostenunterschiede entstehen lediglich aus dem Unterschiede der Kosten für elektrische Kraft und Elektroden im Vergleich zu denen mit Heizmaterial. Es werden bei ununterbrochenem Betrieb wöchentlich 500 Kilogramm Elektrodenmaterial verbraucht und bei einer wöchentlichen Produktion von 30 Tonnen Stahl entsteht an Kosten für das Rohmaterial der Betrag von 24 M. Die durchschnittliche Ausbeute in 24 Stunden belief sich auf 4 Tonnen. Es sind dies durchweg Ergebnisse, die mit denen von *Héroult* selbst über sein Verfahren gemachten vollkommen übereinstimmen. *Hérault* selbst teilte im übrigen dem Verfasser mit, dass es ihm gelungen sei, seit dem Besuche der kanadischen Kommission die Ausbeute f. d. Ofen und Tag von 24 Stunden von 4 auf 7 Tonnen zu steigern, und dass er durch guten Luftabschluss das Entstehen von Calciumcarbid in der Schlacke zu bewirken vermag, das als Nebenprodukt verwertet werden kann.

Die Reparaturen an der Birne sind beim *Héroult*schen Prozess so geringe, dass sie die Gestehungskosten nicht wesentlich zu beeinflussen vermögen. Die Ausgaben hingegen, die die Erneuerung der Ausfütterung erfordert, wurden folgendermassen festgestellt:

Für gebrannten Dolomit erwuchs f. d. Tonne erzeugten Stahls eine Ausgabe von 2,40 M., für Magnesit eine solche von 1,20 M., die Ausmauerungen des Deckels kosteten 2 M. f. d. Tonne, so dass also die Gesamtunkosten aus den vorgenannten Posten sich mit 5,60 M. f. d. Tonne ergeben.

(Schluss folgt).

Untersuchungen über den Einfluss der Erde bei der drahtlosen Telegraphie.

Von Dr. **J. S. Sachs**, Frankfurt a. M.

Einleitung.

In den bisher ausgeführten Anlagen für drahtlose Telegraphie findet man zumeist, wenigstens soweit die betreffenden Einrichtungen in verschiedenen Zeitschriften usw. beschrieben worden sind, dass sowohl der Geber wie auch der Empfänger nur mit einer Antenne versehen sind, während die andere Antenne durch eine Erdverbindung ersetzt wird. Obwohl durch *F. Braun* darauf hingewiesen wurde, dass eine derartige Anordnung nicht so klare Verhältnisse schafft, als wenn man der Antenne das elektrische Gleichgewicht durch eine von Erde isolierte, geeignete Kapazität hält, scheint die Erdverbindung in der praktischen Telegraphie doch vorzuherrschen. Im folgenden habe ich auch einen Versuch über beide Anordnungen beschrieben.

Abgesehen von dieser Erdverbindung, die ja zu beseitigen wäre und auch tatsächlich in einzelnen Anlagen (wie z. B. in der von Dr. phil. *Gustav Eichhorn* beschriebenen Station in Sassnitz [1]) durch eine Gegenkapazität ersetzt war, spielt die Erde noch eine andere Rolle bei der drahtlosen Telegraphie, selbst wenn man durch Beseitigung der Erdverbindung ihren Einfluss auf die Verteilung des Stromes usw. im Sender ausschaltet.

Schon bei Beginn der Versuche mit drahtloser Telegraphie fand man, dass sich die elektromagnetische Energie leichter auf dem Wasser als auf der Erde überträgt und diese Tatsache ist auch später häufig festgestellt worden. Es war also von vornherein klar, dass die Erde auf das elektromagnetische Feld einer *Hertz*schen Welle einen gewissen Einfluss ausüben muss. Merkwürdiger-

[1]) Dr. phil. *Gustav Eichhorn.* Die drahtlose Telegraphie auf Grund eigener praktischer Erfahrungen. Leipzig, 1904. Veit & Co., s. auch D. p. J. S. 13 d. Bd.

weise sind aber zahlenmässige Angaben darüber, wie sich dieser Einfluss überhaupt äussert, noch nie veröffentlicht worden.

Auf Veranlassung des Prof. *Drude* habe ich nach dieser Richtung hin Versuche angestellt, deren Ergebnisse im Nachstehenden beschrieben werden sollen. Vorausschicken muss ich, dass ich unter keinen Umständen etwa darauf Anspruch erhebe, durch meine Versuche die Materie erschöpft zu haben, denn dazu waren schon die mir zu Gebote stehenden Hilfsmittel zu gering, aber immerhin lassen sich aus den Versuchen einige interessante Schlüsse für die Beurteilung der Rolle der Erde ziehen, sowie einige vielleicht nützliche Winke für die praktische Telegraphie herleiten.

Abgesehen von den Vorversuchen, die im Physikalischen Laboratorium der Universität Giessen vorgenommen wurden, sind alle Versuche auf einem grösseren Platze neben der Universität gemacht worden.

Allgemeine Anordnung.

Sender und Empfänger wurden nach dem *Braun*schen System mit elektromagnetischer Koppelung ausgebildet. Da für die vorzunehmenden Messungen die Verwendung eines Kohärers im Empfängerkreise nicht in Betracht kam, und dieser durch ein Thermoelement ersetzt wurde, so konnten beide Apparate ganz symmetrisch gebaut werden. Der Empfänger war das Spiegelbild des Gebers.

Das Induktorium befand sich stets in der Nähe des Gebers und wurde durch eine längere Leitung aus der Akkumulatorenbatterie des Instituts zeitweise auch aus einer unmittelbar daneben aufgestellten Batterie gespeist.

Das Thermoelement war gleichfalls durch eine Leitung (zuerst 25 m, dann 50 m, endlich 75 m lang) mit einem Galvanometer verbunden.

Zu erwähnen wäre noch, dass am Geber eine Spule angebracht war, die mit dem Geber nicht in Resonanz stand und deren Zweck war, die vom Geber ausgehende Energie zu messen oder genauer ausgedrückt, für die Schwankungen der vom Erreger ausgehenden Energie ein Mass zu bilden. Diese, im späteren stets „Standard" genannte Spule, führte gleichfalls zu einem Galvanometer.

Die Apparate.

Der Geber bestand aus einem Primärkreis mit Funkenstrecke und Kondensator und einem Sekundärkreis aus einer Spule mit nach beiden Seiten angehängten Antennen resp. Platten.

Auf einem Ebonitring von 87,7 mm äusseren Durchmesser und 3 mm Dicke wurden 10 Windungen isolierten Drahtes, von 0,9 mm blank und 2,4 mm Durchmesser isoliert, aufgewickelt, die Ganghöhe der Windungen betrug 2,4 mm, die Höhe der Spule, gerechnet von Mitte zu Mitte der äussersten Drähte, war 22,2 mm. Die Drahtlänge des aufgewickelten Drahtes, also ohne freie Enden, war 2832 mm.

Die Windungen wurden durch mehrere von beiden Seiten angebrachte Elfenbeinschrauben gehalten, ferner durch vier Ebonithalter, durch welche gleichfalls der aus einer Windung blanken Drahtes von 3 mm Durchmesser und 103 mm Flächendurchmesser bestehende Primärkreis hindurchging. Die Enden der Sekundärspule waren etwa 70 mm lang freigelegt, um daran den Anschluss an die Antennen zu ermöglichen. Fig. 1 und 2, Längs- und Querschnitte durch die Spule, geben ein anschauliches Bild der Verhältnisse und Konstruktion des Gebers.

Die Berechnung der beiden Kreise auf Resonanz ist nach den Veröffentlichungen von *P. Drude* erfolgt. [2])

Die Eigenwellenlänge einer Spule ohne angehängte Kapazitäten lässt sich in der Form $^1/_2\,\lambda_0 = f\,.\,l$ ausdrücken, wenn f ein von $\frac{h}{2r}$ und $\frac{g}{\delta}$ abhängiger Parameter ist und l die aufgewickelte Drahtlänge bedeutet. Es ist ferner

h	— die Höhe der Spule	$= 22{,}2$ mm
$2r$	— der Durchmesser der Spule	$= 90$ mm[3])
g	— die Ganghöhe	$= 2{,}4$ mm
δ	— Durchmesser des blanken Drahtes	$= 0{,}9$ mm

Die Grössen $\frac{h}{2r}$ und $\frac{g}{\delta}$ sind demnach 0,247 resp. 2,6.

Daraus bestimmt sich f aus der Tabelle auf S. 322 in der zitierten Arbeit als Mittelwert zwischen Vollkern und Rohr zu 2,15 und

$$^1/_2\,\lambda_0 = 610 \text{ cm}.$$

Werden an eine solche Spule von beiden Seiten gleiche Antennen angeschlossen, so ändert sich naturgemäss die Eigenwellenlänge eines solchen Gebildes und sie ist zu berechnen nach der Formel

$$\operatorname{tg}\frac{\pi}{2}\,.\,\frac{\lambda_0}{\lambda}\operatorname{tg}2\pi\frac{l}{\lambda} = \log\text{vulg}\,\frac{l}{\rho}\,.\,\frac{f}{n}\,.\,\sqrt{\frac{h}{2r}}\,.\,\varphi,$$

wobei bedeutet

λ_0 die Eigenwellenlänge der Spule ohne Antennen $= 610$ cm,
λ desgl. mit „
l die Länge der Antenne $= 300$ cm,
ρ den Radius der Antenne $= 0{,}7$ cm,
f den obigen Parameter $= 2{,}15$
φ einen anderen gleichfalls von $\frac{h}{2r}$ und $\frac{g}{\delta}$ abhängigen Parameter,
n Anzahl der Windungen auf der Spule $= 10$,
φ ergibt sich unter Berücksichtigung der auf S. 977 der zitierten Arbeit von *Drude* veröffentlichten Kurve zu etwa 1,72 und demnach ist

$$\lambda = 3120 \text{ cm}.$$

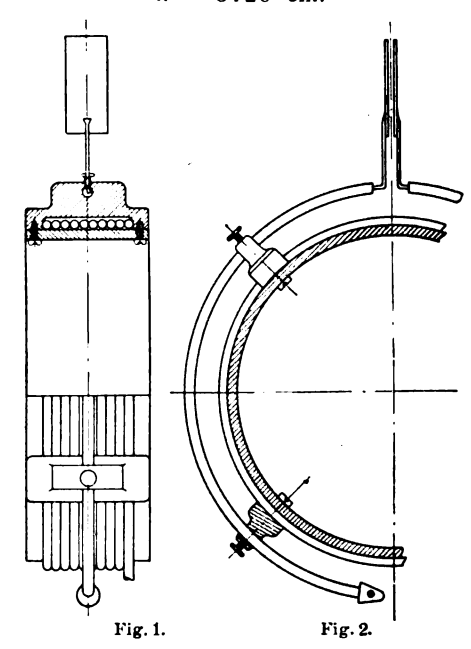


Fig. 1. Fig. 2.

Die Selbstinduktion eines Primärkreises, der aus einem Drahte der Länge l und der Dicke 2ρ besteht und eine Kreisfläche vom Radius r bildet, berechnet sich nach der Formel

---

[2]) *P. Drude*, Ann. d. Physik 9, S. 293 und 590 und 11, S. 957.

[3]) Von Mitte zu Mitte des Drahtes gerechnet.

$$L = 2l\left(\log \text{nat} \frac{8r}{\rho} - 2\right).$$ [4])

Dies ergibt im vorliegenden Falle, wo $l = 32$ cm, $2\rho = 0{,}15$ cm und $r = 10{,}3$ cm ist,

$$L = 230 \text{ cm.}$$

Demnach muss die zugehörige Kapazität nach der Formel

$$\lambda = 2\pi \sqrt{L \cdot C}$$

$C = 1070$ cm sein.

Da die Wahl auf einen Glasplattenkondensator gefallen ist, in der Hauptsache wegen seiner leichten Transportfähigkeit, so musste zunächst die Dielektrizitätskonstante der vorhandenen Glassorte bestimmt werden. Die experimentelle Bestimmung derselben erfolgte nach der von *Drude* [5]) ausgearbeiteten Methode und wurde annähernd gleich 7 gefunden. Die Fläche des Kondensators ergibt sich aus Formel

$$C = \frac{\varepsilon \cdot S}{4\pi d},$$

wo d die Dicke der Platte, im vorliegenden Falle 1,3 mm, bedeutet, zu 250 qcm.

Um für die Vorversuche im Zimmer das Hantieren zu erleichtern, wurde gleichzeitig eine Platte aus Zinkblech hergestellt, die den Zweck hatte, eine der Antennen zu ersetzen. Die Grösse dieser Platte lässt sich nach der schon zitierten Arbeit von *Drude* (Ann. d. Phys. 11, S. 990, 1903) gemäss der Formel

$$\sqrt{S} = \frac{0{,}603}{\log \text{vulg} \frac{l}{\rho}} \cdot \frac{\lambda}{2\pi} \cdot \text{tg}\, 2\pi \frac{l - l'}{\lambda}$$

ausrechnen, wenn S die Oberfläche der Platte, l die Länge der Antenne, ρ der Radius der Antenne, λ die Eigenwellenlänge und l' die Länge des Zuführungsdrahtes zur Platte bedeutet. Da l' zu rund 20 cm gemacht wurde, so ergab sich daraus die Fläche zu rund 5150 qcm.

Die Berechnung der Apparate ist hier mit Absicht ausführlich angegeben worden, um zu zeigen, wie rasch und wie leicht sie erfolgen kann nach der Methode von *Drude*. (Vergl. demgegenüber die Ansicht von *Zenneck* „Theorie und Praxis der drahtlosen Telegraphie". Phys. Zeit. 1904, Heft 19.)

Das für die Funkenstrecke angewendete Material war Zink. Zur Aufnahme des Zuführungsdrahtes vom Induktorium befand sich ursprünglich eine kleine Rille auf den Elektroden. Sie erwies sich jedoch als nicht praktisch, da bei dem häufigen Transport der Apparate der Zuführungsdraht sich öfters verschob und eine derartige Verschiebung sich sofort, wenn sie noch so gering war, durch zum Teil ganz erhebliche Verminderung der Ausschläge am Empfänger bemerklich machte. [6])

Später wurde daher der Zuführungsdraht an die Elektroden angelötet, was sich gut bewährt hat.

Der Empfänger war, wie bereits gesagt, ganz gleich mit dem Geber gebaut, mit dem alleinigen Unterschied, dass an Stelle der Funkenstrecke ein Thermoelement angebracht war. Dieses bestand aus Konstantan und Eisen von je 0,05 mm Durchmesser und war in der Mitte gelötet. Der Widerstand des Elementes, an der *Wheatstone*schen Brücke gemessen; betrug 1,14 bis 1,19 Ohm.

Ein ähnliches Element befand sich auch an dem Standard, der ursprünglich dicht neben der Geberspule und achsial mit ihr angebracht, später aber weiter davon entfernt war. Der Standard bestand aus zehn Windungen isolierten Drahtes von 0,9 mm blank und 2,4 mm isoliert und hatte im übrigen die Abmessungen der Geber- und Empfängerspule. Die Enden der Windungen waren durch ein oben beschriebenes Thermoelement geschlossen. Der Widerstand desselben war 1,02 bis 1,01 Ohm. Nebenbei sei bemerkt, dass ein derartiges Thermoelement bei 0,45 Ampere durchbrennt.

Die Glasplattenkondensatoren bestanden aus 1,3 mm dickem Glase und waren mit 0,1 mm dicker Bleifolie gedeckt, die mit Terpentin an das Glas geheftet wurde.

Die Kondensatoren wurden mittels der auf Fig. 2 sichtbaren Kupferblättchen durch eine Ebonitklammer gehalten.

Um die Möglichkeit zu haben, mit den Apparaten im Freien bei jeder Witterung zu arbeiten, wurden sowohl der Geber wie der Empfänger in einen entsprechenden Holzkasten eingebaut und dieser so eingerichtet, dass durch Beseitigung einiger Schrauben der Deckel und die Seitenwände entfernt werden konnten.

Als Induktor wurde ein solcher von *Max Levy*, Berlin, von 15 cm Schlagweite bei 10 Volt verwendet.

Für die Messungen wurde ein Galvanometer von *Du Bois-Rubens* mit einem ziemlich schweren Gehänge verwendet. Seine Schwingungsdauer (hin und her) liess sich durch Astasierung bis auf 25 Sekunden bringen; ich arbeitete jedoch nur mit einer Schwingungsdauer von 13 Sekunden. Für die Ablesungen am Standard wurde zeitweise ein gewöhnliches Galvanometer von *Jung*-Giessen, bei einigen Ablesungen auch ein d'Arsonval benutzt. Später wurde die Schaltung so vorgenommen, dass beide Thermoelemente, dasjenige des Empfängers sowie das des Standards, auf den *Du Bois-Rubens* geschaltet waren und in die Standardleitung ein entsprechender Widerstand, je nach der Lage des Standards zum Geber, eingeschaltet war.

Die Ablesungen geschahen in der Hauptsache so, dass zuerst einige Messungen am Standard gemacht wurden, dann einige am Empfänger. Die Anordnung war so getroffen, dass bei den Versuchen im Freien Geber und Empfänger auf dem Vorhofe des Instituts standen, während der *Du Bois-Rubens* im Zimmer Aufstellung fand.

Der Strom wurde regelmässig 5 Sekunden lang geschlossen.

Die angegebenen Ergebnisse sind Mittelwerte von 4 bis 10 Ablesungen, je nachdem die Werte annähernd konstant waren oder starke Schwankungen aufwiesen. Das letztere trat nebenbei bemerkt ziemlich häufig auf.

Die Eichung des *Du-Bois-Rubens* mit verschiedenen vorgeschalteten Widerständen, wie sie bei den Messungen gebraucht wurden, wies in dem benutzten Messbereich eine vollkommene Proportionalität zwischen den Ausschlägen und i^2 auf, so dass von einem Einsetzen der entsprechenden Werte in die Tabellen abgesehen werden konnte, da ja den Messungen nur ein relativer Wert zukommt.

Zu dem früher über den Standard Gesagten muss noch nachgetragen werden, dass die Angaben des Empfängers nicht genau proportional den Angaben des Standards waren.

Die Ursache dieser Erscheinung liegt darin, dass sowohl der Standard wie der Empfänger von dem Funkenpotential und der Dämpfung des Senders abhängen, beide aber in verschiedener Weise, weil der Empfänger in Resonanz mit dem Geber steht, der Standard nicht.

Vorversuche.

Im Zimmer aufgenommen, Geber und Empfänger mit je einer Antenne und Platte.

1. Zunächst wurde durch Aenderungen der Kapazität im Primärkreise des Gebers und Empfängers

[4]) *M. Wien.* Wied. Ann. 53, S. 931, 1894.

[5]) *P. Drude.* Zeitschrift für Phys. Ch. 33, S. 282, 1897. Wied. Ann. 61, S. 466, 1897. Ann. d. Phys. 8, S. 336, 1902.

[6]) Vergl. *P. Drude*, Ann. d. Ph[illegible]

untersucht, ob die Apparate in Resonanz standen. Einerseits wurde dies durch die Funkenlänge am Ende der Geber-Antenne, anderseits durch Ausschläge am Empfänger festgestellt. Die Ergebnisse haben einen ganz schlagenden Beweis dafür erbracht, dass die lediglich auf Grund der früher angeführten Arbeit von *Drude* berechneten Apparate in scharfer Resonanz standen, da eine geringe Aenderung der Kapazität eine Verminderung der Ergebnisse auf etwa 0,2 des Ursprünglichen nach sich zog.

2. Das Optimum der Funkenstrecke ist aus Fig. 3

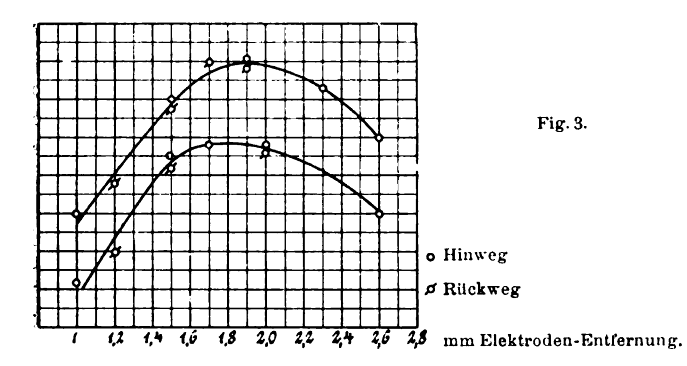


Fig. 3.

ersichtlich. Bei der oberen Kurve war der Strom jeweils 10 Sekunden, bei der unteren Kurve 5 Sekunden geschlossen gewesen.

3. Durch verschiedene Einstellung des Deprez-Unterbrechers bezw. durch Verwendung verschiedener Spannungen zum Speisen des Induktors, konnten die Ergebnisse in ziemlich weiten Grenzen geändert werden:

	bei 22 Volt	bei 24 Volt
Standard . .	47 mm	56 mm
Empfänger .	385 mm	464 mm;

bei verschiedenen Einstellungen des Deprez

Induktor I. 0,49 bis 1,2 bei 5 Sekunden
0,7 bis 1,65 bei 10 „
Induktor II. 0,35 bis 0,48 bei 5 „
(gemessen am Empfänger mit *Kaiser & Schmidt*.)

4. Um den Einfluss der Standardspule auf die Ergebnisse zu ermitteln, wurden mehrere Messungen mit und ohne diese gemacht. Dabei zeigte es sich, dass, selbst wenn der Standard koachsial dicht neben der Geberspule aufgestellt wurde, dies eine Verminderung der Ergebnisse um nur 5 v. H. nach sich zog.

5. Die um die Apparate aufgebauten Kästen haben gar keinen merklichen Einfluss auf die Uebertragungsresultate geübt.

6. Ueber die Messungen im Zimmer (12,5 × 5,5 m) wäre noch zu erwähnen, dass der Einfluss, den die Lage der Antennen und Platten auf die Uebertragung ausübt, je nach der Entfernung wechselte. So war z. B. bei einer Entfernung von 280 cm, von Mitte Geberspule zur Mitte Empfängerspule gerechnet, die günstigste Lage die, wenn die beiden Antennen senkrecht und die beiden Platten wagerecht gerichtet waren und dabei war eine Vergrösserung der Uebertragung gegenüber jeder anderen Lage der Antennen und Platten von etwa 100 v. H. festzustellen. Ging man dagegen in eine Entfernung von 660 cm, so änderte sich das Ergebnis ganz erheblich. Das Optimum lag nicht mehr bei der früheren gegenseitigen Lage der Antennen und Platten, sondern wurde erzielt, wenn die Geber-Antenne senkrecht, die Empfänger-Antenne wagerecht und die beiden Platten wagerecht gerichtet waren, also bei einer ganz unsymmetrischen Anordnung. Der Grund dürfte wohl darin liegen, dass an den Wänden, Leitungen usw., die sich im Zimmer befanden, Reflexionen aller Art stattfanden.

Damit wäre auch der Beweis dafür geliefert, dass aus Ergebnissen, die in geschlossenen Räumen gewonnen sind, nur mit Vorsicht Schlüsse auf deren Anwendung für die drahtlose Telegraphie zu ziehen sind.

Versuche im Freien.

Die Messungen im Freien wurden so vorgenommen, dass die Verbindungslinie zwischen Geber und Empfänger nahezu parallel mit der Front des Institutsgebäudes verlief und die Entfernung von dieser etwa 25 m betrug. Zunächst musste festgestellt werden, ob bezw. welchen Einfluss die Zuführungsdrähte einerseits zum Induktor, anderseits zum Empfänger auf die Ergebnisse ausübten. Daher wurde eine ganze Reihe von Untersuchungen in folgender Weise angestellt.

Dicht an dem Induktorium mit Geber wurde eine Akkumulatorenbatterie und in einiger Entfernung davon das Galvanometer für Standard-Ablesungen aufgestellt; nur vom Empfänger führte ein isolierter Draht zum *Du Bois-Rubens* im Zimmer. Nun wurde einmal der Strom aus der im Freien stehenden Batterie entnommen, ein andermal ein Draht aus dem Zimmer zum Induktorium geführt und dieses aus der Institutsbatterie gespeist. Dabei musste aber die Primärspannung jedesmal geändert werden, je nachdem die dicht daneben stehende Batterie benutzt wurde oder der Strom aus dem Institut durch die verhältnismässig lange Leitung mit viel Selbstinduktion geleitet wurde.

Aus den Versuchen ergab sich, dass ein Draht, der in der Vertikal-Ebene zur Antenne liegt, auf die Ergebnisse keinen Einfluss hat, sofern er natürlich der Antenne nicht zu nahe gebracht wird oder sie gar berührt.

Des weiteren wurde auch untersucht, welchen Einfluss ein zwischen dem Geber und Empfänger ausgespannter Draht ausübt, wobei ein isolierter Draht auf die Erde gelegt und dicht an die beiden Apparate herangeführt wurde. Auch hierbei zeigte es sich, *dass die Ergebnisse durch den Draht nicht beeinflusst wurden.*

(Schluss folgt.)

Kleinere Mitteilungen.

Tonzentrifuge.

Wenn es sich darum handelt, feste Produkte, die mit Flüssigkeiten, besonders mit Säure gemischt sind, von den letzteren zu trennen, so benutzt man in vielen Fällen Filter, die zum Teil durch den eigenen Druck der Flüssigkeit die Filtration besorgen, zum Teil aber auch mit dem Vakuum verbunden sind, so dass die Flüssigkeit durch die unter dem Filtersieb hergestellte Luftleere mit beschleunigter Geschwindigkeit durch das Filtermittel hindurch gesaugt wird. — Bei gewissen Stoffen, namentlich bei dickflüssigen, syrupartigen Flüssigkeiten lässt sich aber eine noch vorteilhaftere Filtermethode anwenden, das ist die des Zentrifugierens der Mischung. Hierbei wird die Flüssigkeit durch die perforierte Wandung der Zentrifuge hindurch geschleudert, wäh-

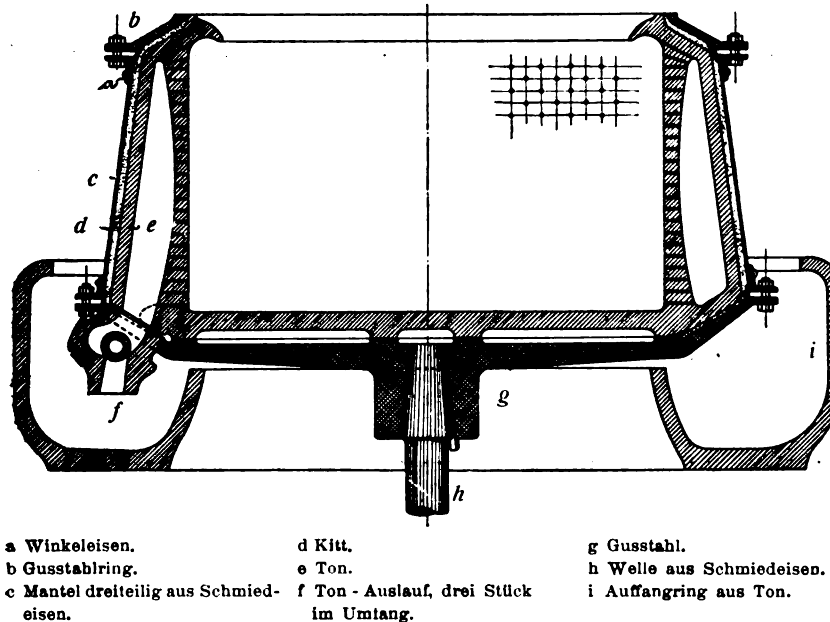


rend der feste Stoff, der von der Flüssigkeit getrennt werden soll, im Innern der Zentrifuge zurückbleibt.

Die Trocknung, die solche Zentrifugen gewähren, ist eine ausserordentlich grosse, wechselt aber natürlich mit der Geschwindigkeit und mit dem Stoff, aus dem die Flüssigkeit ausgeschleudert werden soll.

Ist die abzuführende Flüssigkeit eine Säure, so können die gewöhnlichen Metallzentrifugen aus Kupfer, Aluminium, Eisen oder dergleichen nicht verwendet werden. Am besten eignet sich dann Ton. Da nun aber Ton seiner Sprödigkeit wegen nicht ohne weiteres den an eine Zentrifuge zu stellenden Ansprüchen bezüglich Zentrifugalkraft Stand hält, so müssen besondere Vorrichtungen geschaffen werden, um bei Verwendung des Tonmaterials die nötige Sicherheit gegen das Auseinanderfliegen zu erreichen.

Zu diesem Zweck müssen vor allen Dingen die Tonzentrifugen mit einem Stahl- oder Eisenmantel umgeben werden. Da nun die Säure nach dem Durchtritt durch die Filterwände der Zentrifuge aufgefangen werden muss, ohne an den Eisenmantel zu gelangen, so ergibt sich von selbst, dass letzterer nicht unmittelbar die Filterwand stützen darf, sondern dass es notwendig ist, mit zwei hintereinander liegenden Tonwänden zu arbeiten, zwischen denen die Säure gesammelt wird.



a Winkeleisen. b Gusstahlring. c Mantel dreiteilig aus Schmiedeeisen. d Kitt. e Ton. f Ton-Auslauf, drei Stück im Umfang. g Gusstahl. h Welle aus Schmiedeeisen. i Auffangring aus Ton.

Fig. 1. Zentrifuge aus Ton mit Eisenmantel.

Zwei Konstruktionen sind es, die bis heute in der Technik bekannt geworden sind. — Die ältere ist die von *Gebrüder Heine* in Vierssen.

Bei ihr ist die Schleudertrommel ein doppelwandiger Tonkessel, der nach oben zu sich erweitert, die Wände sind durch Stege untereinander verbunden. Diese Steinzeugtrommel ist in einen Eisenbehälter eingesetzt und der Zwischenraum zwischen beiden wird mit Kitt vergossen. — Da die Trommel oben weiter ist als unten, so zieht sich die abgeschleuderte Flüssigkeit zwischen den beiden Wänden nach oben, tritt dann über den ebenfalls aus Ton bestehenden Rand der Trommel über und wird hier in einer Fangrinne, welche bei Säuren auch aus Ton besteht, aufgefangen und abgeleitet. — Da, wo die Stege sich zwischen den beiden Wänden befinden, können natürlich in der inneren Wand keine Sieblöcher angebracht sein. Um nun die Grösse der hierdurch der Filtration entzogenen Flächen möglichst klein zu gestalten, sind die Stege nach den Stützflächen hin konisch ausgebildet. — Durch die oben angebrachte Auffangrinne werden die Zentrifugen in ihrem oberen Teil sehr breit, was für die Bedienung nicht sehr bequem ist.

Die zweite Konstruktion stammt von den *Deutschen Ton- & Steinzeugwerken, Aktiengesellschaft,* Charlottenburg. Grundsätzlich unterscheidet sich diese Zentrifuge von der *Heine*schen dadurch, dass sie zunächst die Säure nach unten abführt und die Auffangrinne nach unten verlegt. Dadurch ist die Breite der Zentrifuge oben auf das geringstmögliche Mass zurückgeführt. — Ferner ist die innere Siebwand nicht durch Stege gestützt, sondern in ihrer ganzen Ausdehnung als Siebfläche ausnutzbar. —

Um ihr auch so die nötige Festigkeit zu geben, hat die Trommel die aus Fig. 1 ersichtliche Form erhalten. Die innere Fläche der Siebwand ist senkrecht hochgeführt, die äussere Fläche dagegen bogenartig gewölbt. Die äussere Wand ist nach oben eingezogen. Das von ihr aufgefangene Filtrat sammelt sich also im unteren Teil des Zwischenraumes, aus dem es durch drei Oeffnungen nach unten in die ebenfalls aus Ton bestehende Auffangrinne austreten kann.

Der eiserne Mantel ist bei dieser Konstruktion geteilt. Durch Zusammenschrauben kann er nach dem Zwischenlegen von Kitt so weit verengt werden, dass er tatsächlich einen Druck auf den Tonmantel von aussen nach innen ausübt.

Der Druck kann so bemessen werden, dass er auch dann noch in hinreichendem Masse herrscht, wenn ihm die Zentrifugalkraft beim Umlaufen der Trommel entgegenwirkt.

Um das Ganze ist dann ebenso wie bei der *Heine*schen Konstruktion noch ein eiserner Schutzmantel angebracht, der aber nur dazu dient, die Bedienungsmannschaft von der Berührung mit den rotierenden Eisenteilen des Panzermantels abzuhalten.

Soweit diese Zentrifugen nur zum Abschleudern von Flüssigkeiten dienen sollen, ist keine Einrichtung nötig, um sie beim Stillstehen auch als Kessel benutzen zu können. — In den Explosivstoffabriken werden aber die Zentrifugen, namentlich bei Schiessbaumwolle, gleichzeitig als Nitrierkessel benutzt, und in diesem Fall müssen die Zentrifugen während des Stillstandes Säure und das zu nitrierende Gut aufnehmen können und es wie ein Gefäss in sich festhalten. Beide Zentrifugenarten kommen diesem Bedürfnis nach.

Da die *Heine*sche Zentrifuge die Säure überhaupt nach oben austreten lässt, so kann sie beim Stillstand ohne weiteres als Kessel verwendet werden.

Bei der Zentrifuge der *Deutschen Ton- & Steinzeugwerke* werden hierzu die nach der Auffangrinne führenden drei Auslässe mit Kugelventilen ausgerüstet, die selbsttätig schliessen, sobald die Zentrifuge still steht. Wird sie in Tätigkeit gesetzt, so werden die Kugeln durch die Zentrifugalkraft von ihren Sitzen nach aussen getrieben, indem sie in die seitlich vom Ventilsitz angebrachte Ausbuchtung eintreten.

Die Zentrifugen werden im allgemeinen, namentlich als Nitrierzentrifugen für Schiessbaumwolle mit einer Festigkeit für 50—52 Sekundenmeter Umfangsgeschwindigkeit konstruiert, was den Bedürfnissen der genannten Technik entspricht. Bei einer Zentrifuge von 65 cm innerem Trommeldurchmesser wird das bei etwa 1500 Umdrehungen i. d. Minute erreicht.

Weisse Kühlschlangen.

Die *Deutschen Ton- und Steinzeugwerke A.-G.* in Charlottenburg bringen neuerdings statt der braunen Kühlschlangen solche von weisser Farbe in den Verkehr, die eisenfrei sind und namentlich für solche Fälle sich eignen, in denen es auf Reinheit der zu kühlenden Flüssigkeiten ankommt. Es soll möglich sein, mit diesen Kühlschlangen chemisch reine Salpetersäure zu gewinnen. Ein weiterer Vorzug ist die grössere mechanische Widerstandsfähigkeit gegenüber den Schlangen aus braunem Ton.

A.



Bücherschau.

Die Enteisenung des Grundwassers. Von *L. Darapski.* Leipzig, 1905. F. Leineweber.

In einer ausführlichen Studie beschäftigt sich der Verfasser in sehr eingehender Weise mit der Frage der Enteisenung des Grundwassers, sowohl vom wissenschaftlichen als auch vom technischen Standpunkte aus. Er verweilt besonders bei der Lösung, die durch das Verfahren der Firma *Deseniss* & *Jacobi* in Hamburg gegeben worden ist und über die bereits 1904, Bd. **319**, S. 320, kurz berichtet wurde. — Der Verfasser gibt zunächst in sehr übersichtlicher Weise und unter verständnisvoller Benutzung der einschlägigen Literatur eine Uebersicht über das Wesen, die Herkunft und das Verhalten eisenhaltiger Grundwässer und leitet dann auf Grund teils bekannter Tatsachen, teils eigener Untersuchungen, deren Ergebnisse in Form eines gut ausgewählten, wertvollen Tabellenmaterials gegeben werden, die wesentlichen Gesichtspunkte für die methodische Enteisenung des Grundwassers ab. Die wichtigsten Ergebnisse der von ihm in sehr genauer Weise systematisch ausgeführten zahlreichen Untersuchungen lassen sich dahin zusammenfassen, dass die Enteisenung eines Grundwassers unabhängig von seinem Eisengehalt und fast unabhängig von seiner Herkunft und Beschaffenheit bis zu jedem praktisch in Betracht kommenden Grade durch, sowohl mechanisch als zeitlich ausreichende Belüftung ausgeführt werden kann, wobei, was besonders bemerkenswert ist, die Wirkung des Filters weniger mechanischer als katalytischer Natur ist.

Er zeigt, dass die Konstruktion der oben genannten Firma den von ihm abgeleiteten Prinzipien sehr vollkommen entspricht und wie sie die Richtigkeit derselben durch den praktischen Erfolg bestätigt. —

Die Abhandlung scheint wohl geeignet, sowohl dem Fachmann, sei er Techniker oder Hygieniker, als auch dem Laien, der sich für Anwendung eines bestimmten Systems der Grundwasserenteisenung zu entschliessen hat, wertvolle Hinweise und Aufklärungen über die Frage zu verschaffen. Dr. *Hgr.*

Die neueste Entwicklung der Wasserhaltung. Von Prof. *Baum*, **Versuche mit verschiedenen Pumpensystemen,** Bericht der Versuchskommission, erstattet von Prof. *Baum*, unter Mitarbeit von Ing. Dr. *Hoffmann*. Mit insgesamt 161 Textabbildungen und 9 Tafeln. Berlin, 1905. Julius Springer.

Das als Sonderabdruck aus der Berg- und Hüttenmännischen Zeitschrift „Glückauf" vor uns liegende Werk bringt in seinem ersten Teile im Anschluss an den die *Wasserhaltung* behandelnden Band IV, des von dem „Verein für die bergbaulichen Interessen im Oberbergamtsbezirk Dortmund" herausgegebenen bekannten Sammelwerkes: „Die Entwicklung des niederrheinisch-westfälischen Steinkohlenbergbaues in der zweiten Hälfte des 19. Jahrhunderts", eine Uebersicht über die neuesten Erfahrungen und Verbesserungen auf dem Gebiete des Wasserhaltungswesens und zwar beschränken sich die gebrachten Mitteilungen nicht wie das genannte Sammelwerk selbst nur auf den Ruhrbezirk, sondern es werden so weit als möglich auch die Erfahrungen anderer Bergbaubezirke berücksichtigt, wohingegen im zweiten Teil des Buches über Versuche mit verschiedenen Pumpensystemen, an deren Leitung der Verfasser mitbeteiligt war, berichtet wird. Im ersten Teil werden zunächst neuere Dampfwasserhaltungen verschiedener Firmen: *Ehrhardt* & *Sehmer*, *Haniel* & *Lueg* u. a beschrieben, die bei nicht zu tiefen Schächten noch immer unübertroffen dastehen, sodann die namentlich für kleinere Leistungen vielfach aufgestellten schwungradlosen Dampfpumpen der Firma *Schwade* in Erfurt und der *Oddesse-Pumpenfabrik* in Oschersleben u. a. behandelt; es folgen Mitteilungen über Expresspumpen, Systeme: *Riedler, Klein, Schanzlin & Becker, Bergmann* u. a., für direkten Antrieb, solche über Dampfturbinenwasserhaltungen, aus Dampfturbinen und Hochdruckzentrifugalpumpen bestehend, schliesslich über neuere hydraulische und elektrische Wasserhaltungen. Als Antriebmotoren der letzteren finden nicht mehr, wie bisher, nur ausschliesslich Dampfmaschinen, sondern auch Dampfturbinen und Gasmotoren immer häufigere Verwendung. Auch die Generatoren und sonstige elektrische Einrichtungen der zur Erzeugung des Stromes für Pumpen- und Wasserhaltungsmotoren dienenden Primärstationen, haben Erwähnung gefunden.

Die im zweiten Teil des Werkes besprochenen Versuche mit verschiedenen Pumpensystemen wurden von einer aus Vertretern des „Vereins deutscher Ingenieure", dem „Dampfkessel-Ueberwachungs-Verein" der Zechen im Oberbergamtsbezirk Dortmund und dem Verfasser als Vertreter des Bergbauvereins gebildeten Kommission durchgeführt.

Es handelte sich hierbei in erster Linie darum, den Gesamtwirkungsgrad der Anlagen und den spezifischen Dampfverbrauch der antreibenden Dampfmaschinen festzustellen; über den eigentlichen Zweck des Versuches hinaus wurde auch noch der Kohlenverbrauch der Anlagen ermittelt.

Verfasser beschreibt die zur Vornahme der Versuche erforderlichen Apparate, Messvorrichtungen und dergl., sowie den Gang der Prüfungen an den einzelnen Anlagen und führt die gewonnenen Versuchsergebnisse dem Leser in einer grossen Anzahl Tabellen klar vor Augen. In zwei am Schluss des Werkes gebrachten Abbildungen sind die Dampfverbrauchswerte sowie die Gesamtwirkungsgrade und Verluste der untersuchten Anlagen zeichnerisch darstellt.

Nach dem vorläufigen Ueberschlage arbeitet von den mit Kraftübertragung betriebenen Pumpen die Hochdruckzentrifugalpumpe am billigsten, trotzdem ihr mechanischer Nutzeffekt hinter denjenigen anderer Systeme zurückblieb — ein Beweis dafür, wie wenig der Wirkungsgrad allein für die wirtschaftliche Bedeutung einer Anlage massgebend ist!

Das eine Fülle von wertvollem Versuchsmaterial bringende Werk kann auch im Hinblick auf den nur niedrigen Beschaffungspreis desselben allen Interessenten warm empfohlen werden.

Fr. Freytag.

Thermodynamik und Kinetik. Von *B. Weinstein.* III, 1. Braunschweig, 1905. Fr. Vieweg & Sohn.

In der vorliegenden ersten Hälfte des dritten Bandes werden die Gesetze der verdünnten Lösungen behandelt und die Thermodynamik der Elektrizität und des Magnetismus begonnen. Bei der Entwicklung des *vant'Hoff*schen Gesetzes werden sehr eingehend die Schwierigkeiten der Definition des osmotischen Druckes untersucht. Die Elektrizität wird mit einer Uebersicht der hier aufgestellten Theorien begonnen, auch die moderne Elektronentheorie findet eingehende Würdigung, und dann werden die Erscheinungen behandelt, welche mit Wärmeerscheinungen zusammenhängen. Für die zweite Hälfte bleibt die Elektrolyse.

Als recht eigenartig aufgefallen ist mir der Satz (S. 228): „. . . dass die absolute Temperatur ihrem Wesen nur als Zahl definiert werden kann und dass demnach die Entropie die gleiche Benennung hat, wie Energie . . .". Aus der *Thomson*schen Definition der Temperatur (II, S. 4) erhält man ausschliesslich das Verhältnis zweier Temperaturen, welches selbstverständlich nur eine Zahl sein kann; die Temperatur selbst erhält man nicht, man kann also über sie nichts aussagen. Dagegen wird I, S. 10, definiert: „. . . dass die Temperatur eines Körpers stets in einer und derselben Weise der Bewegungsenergie der kleinsten Teilchen der Körper proportional ist". Demnach hätte die Temperatur dieselbe Benennung wie die Energie und die Entropie wäre nur eine Zahl; also genau das Gegenteil von dem im vorliegenden Band Gesagten. Der Grund für diesen Widerspruch liegt darin, dass man nur weiss, dass Temperatur $\times$ Entropie = Energie ist: dass aber jeder der beiden Faktoren dieses Produktes eine Grösse ihrer eigenen Art ist, deren Beziehung zu mechanischen Grössen sich nicht feststellen lässt, weil man diophantische Gleichungen nicht lösen kann. Dr. *K. Schr.*

Technische Wärmelehre (Thermodynamik). Von *K. Walther* und *M. Röttinger*. Leipzig, 1905. G. J. Göschen (Sammlung Göschen 242).

Das kleine Büchelchen bringt zunächst die Hauptsätze der Thermodynamik und dann ihre Anwendungen auf Gase und Dämpfe, namentlich die letzteren werden recht ausführlich behandelt. Besonders hervorheben möchte ich die eingehende Darstellung, welche das für die Beurteilung der Entstehung von Arbeit aus Wärme so vorteilhafte Temperatur-Entropiediagramm und die Methode *Boulvins*, aus dem Druckvolumendiagramm das erstere graphisch abzuleiten, gefunden hat.

Bei dem geringen Preis wird das Buch viel Nutzen stiften können. Dr. *K. Schr.*

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

86. Jahrg., Bd. 320, Heft 30. **Berlin, 29. Juli 1905.**

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Kinetik und Kinetostatik des Schubkurbelgetriebes.

Von Dr. ing. **Hermann Meuth.** Karlsruhe.

Einleitung.

Das Kurbelgetriebe hat in der technischen Literatur eine eingehende Behandlung erfahren. In einem Teil der Arbeiten über dasselbe kommt mehr die kinematische Seite, d. i. die Betrachtung der Geschwindigkeit und Beschleunigung der einzelnen Glieder des Getriebes nach dessen Konfiguration, zur Geltung, wie bei:

Kirsch: Ueber die graphische Bestimmung der Kolbenbeschleunigung.[1])

Wittenberg: Bestimmung des Massendrucks.[2])

Land: Geschwindigkeits- und Beschleunigungsplan für Mechanismen, nebst Anwendung auf die kinematische und dynamische Wirkungsweise der Schubkurbel.[3])

Die Kinetik oder Dynamik des Kurbelgetriebes im strengen Sinne, d. i. die Betrachtung der Bewegung unter der Einwirkung aller äusseren Kräfte, behandelt eine Schrift von *Lorenz:* Die Dynamik der Kurbelgetriebe; Teubner, 1902. Der kinetostatische Teil derselben findet sich auch in der Z. d. V. d. I. 1897, S. 998. Hierher gehören auch die einschlägigen Kapitel in *Grashofs*: Theoretische Maschinenlehre, Bd. 2, S. 353, in *Weisbachs*: Ingenieur- und Maschinenmechanik, 3. Teil, 1. Abt., S. 744; ferner *Radingers*: Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit und *Hartmanns*: Dynamische Theorie der Dampfmaschine.[4])

Die kinetostatische Seite, d. i. die Betrachtung der Reaktionen in den Lagern und Führungen des Getriebes sowie der Spannungen im Gestänge, welche unter dem Einfluss der gesamten Kräfte auftreten, kommt zum Teil in den Arbeiten von *Wehage:* Ueber den ruhigen Gang der Dampfmaschinen mit Kurbelwelle[5]) und von *Stribeck:* Die bei den Dampfmaschinen auftretenden Stösse an Kurbel- und Kreuzkopfzapfen[6]) zum Ausdruck. Die spezielle Betrachtung der Reaktionen, welche durch die Bewegungskräfte allein hervorgerufen werden, hat zu dem Problem des Massenausgleichs geführt, mit welchem sich hauptsächlich die Arbeiten von *Schlick*[7]), *Berling*[8]), *Lorenz*[9]) und *Schubert*[10]) beschäftigen.

In den angeführten Arbeiten ist neben dem analytischen Verfahren die graphische Darstellung in weitgehendem Masse in Anwendung gekommen, namentlich zur Bestimmung der kinematischen und kinetostatischen Grössen. Der graphischen Ermittlung der Bewegung des Getriebes aus den gegebenen äusseren Kräften und Massen stellen sich einige Schwierigkeiten entgegen, denen man durch die Einführung konstanter, reduzierter Massen entgeht. Eine neuere Arbeit auf diesem Gebiete, Graphische Dynamik von *Wittenbauer,*[11]) hebt den wesentlichen Punkt dabei besonders hervor, nämlich die Notwendigkeit, eine veränderliche reduzierte Masse für solche Teile einzuführen, welche keine rein rotierende oder oszillierende Bewegung haben. Neben dieser Arbeit gibt eine Abhandlung von *Koob*: Das Regulierproblem in vorwiegend graphischer Behandlung[12]) eine schöne Anwendung graphischer Methoden auf dynamische Probleme.

Bei der Mehrzahl dieser Arbeiten ist für die Bestimmung der rein kinematischen Beziehungen und der Massenkräfte des Getriebes eine konstante Winkelgeschwindigkeit im Kurbelkreis vorausgesetzt. Wenn es sich um die Ermittlung des Schwungrades handelt, dessen Grösse von einer vorgeschriebenen Geschwindigkeitsschwankung abhängig ist, muss diese Voraussetzung natürlich wieder fallen gelassen werden. Indessen abgesehen davon, dass es auch in dem erstgenannten Falle unter Umständen nicht angängig ist, die Veränderlichkeit der Winkelgeschwindigkeit zu vernachlässigen, erledigen sich die Rechnungen mit Berücksichtigung der Veränderlichkeit ebenso einfach und übersichtlich und dabei gerät der dynamische Charakter des Problems nicht in Gefahr, verwischt zu werden.

Es mag gleich hier auf die Verschiedenheit in der Behandlung mechanischer Probleme hingewiesen werden.

Die Eigentümlichkeit der Behandlung in der technischen Mechanik geht schon aus dem Vorstehenden hervor. In fast jedem einzelnen Falle ist der eingeschlagene Weg ein individueller und selbständiger. Je nach Bedürfnis wird das zuerst für einen bestimmten Zweck in Angriff genommene Problem weiter ausgebaut, werden früher gemachte Einschränkungen fallen gelassen und neue Voraussetzungen gemacht.

Dem gegenüber steht die systematische Mechanik. Es ist bemerkenswert, dass die Prinzipien derselben zur Lösung technischer Aufgaben zwar vollkommen entwickelt waren, hier und da auch Ansätze und vollständige Lösungen technischer Probleme sich fanden, wie z. B. von der Bewegung des Kurbelmechanismus, des Regulators, aber in der Technik fast nicht benutzt wurden, weil eben keine

1) Z. d. V. d. I. 1890, S. 1320.
2) Z. d. V. d. I. 1896, S. 580.
3) Z. d. V. d. I. 1896, S. 983.
4) Z. d. V. d. I. 1892, S. 1.
5) Z. d. V. d. I. 1884, S. 637.
6) Z. d. V. d. I. 1893, S. 10.
7) Z. d. V. d. I. 1894, S. 1091.
8) Z. d. V. d. I. 1899, S. 981.
9) Z. d. V. d. I. 1897, S. 353.
10) *Schubert*, Zur Theorie des *Schlick*schen Problems.
11) Z, f. Mathem. u. Phys. 1904.
12) Z. d. V. d. I. 1904, S. 296.

zwingende Notwendigkeit einer eingehenden Untersuchung vorlag oder weil man, als diese später eintrat, lieber zum Ausbau der selbständig ausgebildeten technischen Methoden schritt — und dadurch auch manche tiefe Einsicht in die mechanischen Verhältnisse gewann — als zur Benutzung der fernerliegenden systematischen Mechanik.

In letzterer werden zwei Wege eingeschlagen. Den einen könnte man als den synthetischen bezeichnen: zur Bestimmung der Bewegung eines Systems wird dieses in seine einzelnen starren Elemente zerlegt und auf letztere dann die Gesetze für den starren Körper angewendet. Man benutzt hierbei meist das *d'Alembert*sche Prinzip oder das Prinzip der Erhaltung der lebendigen Kraft. Diese Methode hat den, besonders für die Einführung in die Mechanik wichtigen Vorzug, dass die mechanischen Grössen, die bei der Bewegung des einzelnen starren Körpers auftreten, der Vorstellung leichter zugänglich sind als diejenigen Grössen, welche sich auf die Bewegung des ganzen Getriebes beziehen. Diese Richtung kommt auch in den meisten der oben angeführten Arbeiten über das Kurbelgetriebe zum Ausdruck.

Der andere Weg der systematischen Mechanik geht von der Betrachtung des ganzen Systemes aus und rührt von *Lagrange* her. Der Vorzug der *Lagrange*schen Methode tritt am stärksten bei Problemen mit mehreren Freiheitsgraden hervor. Der Ingenieur ist mit dieser Methode zur Zeit im allgemeinen noch wenig vertraut; indessen kann sie ihm bei schwierigeren kinetischen Problemen doch von Nutzen sein, ein Grund, der es berechtigt erscheinen lässt, die Anwendung der Methode an dem einfachen Beispiel des Kurbelgetriebes,[13]) das ein System von nur *einem* Freiheitsgrad darstellt, zu zeigen und durch die mannigfachen Anknüpfungspunkte an die dem Techniker geläufigen Beziehungen denselben damit bekannt zu machen.

Die Gliederung der zu behandelnden Aufgabe, der Untersuchung des Schubkurbelgetriebes, erfolgt nach den schon eingangs bezeichneten Richtungen in einen kinetischen oder dynamischen Teil und in einen kinetostatischen Teil.

A. ***Kinetischer Teil.***

Es handelt sich hier um die Beschreibung des Bewegungsverlaufes im Kurbelgetriebe unter der Einwirkung aller Kräfte, analytisch ausgedrückt um die Aufstellung der Bewegungsgleichung, d. i. der Darstellung des Geschwindigkeits- und Beschleunigungsprozesses in Abhängigkeit von einer Grundvariabeln — vom Kurbelwinkel oder vom Kolbenweg —, auf welche die Bewegung des Getriebes bezogen wird.

Wie schon eingangs angedeutet, verfährt die synthetische Methode zur Lösung dieser Aufgabe folgendermassen: sie zerlegt den Mechanismus in seine Einzelglieder und wendet auf dieselben die Mechanik des starren Körpers an, wobei die an den Schnittstellen (Gelenken) auftretenden Reaktionen als Ersatzkräfte angebracht werden. Die Gleichgewichtsbedingung zwischen diesen Reaktionskräften, den äusseren Kräften und den Trägheitskräften, welche an einem Gliede angreifen, ergibt alsdann die Bewegungsgleichung.

Lagrange hat auf andere Weise einen Ausdruck für die Bewegung eines beliebigen, aus starren Gliedern bestehenden Systems aufgestellt, von der Erkenntnis ausgehend, dass der Geschwindigkeits- und Beschleunigungsprozess eines beliebigen Systems nur durch die Grösse, Form und durch den Verlauf der *lebendigen Kraft* oder *kinetischen Energie* bestimmt ist. Die Schwankungen der kinetischen Energie sind nun lediglich eine Folge der Arbeitsleistung der äusseren Kräfte; die in den Lagern und Führungen auftretenden Reaktionen leisten keine Arbeit, kommen daher für die kinetische Energie nicht in Betracht. Mit anderen Worten: der Beschleunigungsprozess eines beliebigen Systems verläuft ohne Rücksicht auf die in den Bewegungsbahnen der einzelnen Glieder auftretenden Reaktionen lediglich bedingt durch die Konstitution, Bewegungsfähigkeit, Massenverteilung des Systems und durch die treibenden Kräfte.

Für den allgemeinsten Fall der Bewegung eines beliebigen Systems von n-Freiheitsgraden haben die *Lagrange*schen *Bewegungsgleichungen* die Form

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \frac{dq_n}{dt}}\right) - \frac{\partial L}{\partial q_n} = Q_n,\text{[14]}) \quad . \quad . \quad . \quad 1)$$

worin L die lebendige Kraft oder kinetische Energie des ganzen bewegten Systems und q_n die Variabeln bedeuten, auf welche die Bewegung bezogen wird, die sogen. Koordinaten des Systems. Wenn es sich um eine Drehung handelt, ist q_n ein Winkel, im Falle einer Verschiebung eine Strecke. $\frac{dq_n}{dt}$ ist die Koordinatengeschwindigkeit. Das Glied auf der rechten Seite stellt im Falle einer Verschiebung die Summe der äusseren Kräfte, im Falle einer Drehung deren Momente in bezug auf den Drehpunkt dar. Allgemein ist Q_n dadurch bestimmt, dass $\sum_1^n Q_n \, \delta q_n$ gleich der Arbeit der treibenden Kräfte bei einer willkürlichen virtuellen, d. h. bloss gedachten, unendlich kleinen Verschiebung δq_n des Systems ist. Es ist schon oben darauf hingewiesen worden, dass unter den äusseren Kräften nur die treibenden Kräfte mit Ausschluss der Reaktionen und der aus der Bewegung entstehenden Kräfte[15]) zu verstehen sind. Hierin liegt der wesentlichste Unterschied zwischen der *Lagrange*schen Methode und dem synthetischen Verfahren.

Eine Interpretation der *Lagrange*schen Bewegungsgleichungen mit Hilfe der üblichen Vorstellungen und Begriffe der technischen Mechanik ist wegen der Allgemeinheit der Koordinaten q nur mit Einschränkungen befriedigend gelungen. Betrachten wir zunächst die Bewegung eines starren Körpers in der Ebene! Wirken auf den Körper äussere Kräfte, so ist nach dem Flächensatze die zeitliche Aenderung des statischen Momentes der Bewegungsgrösse (d. i. in diesem Falle das erste Glied auf der linken Seite der *Lagrange*schen Gleichung) gleich der Summe der statischen Momente aller äusseren Kräfte in bezug auf jeden beliebigen Momentenpunkt, also gleich der Grösse Q auf der rechten Seite. Für diesen Fall des starren Körpers verschwindet das zweite Glied $-\frac{\partial L}{\partial q}$ aus der Gleichung, da schon das erste Glied gleich Q ist.[16]) Das Glied $-\frac{\partial L}{\partial q}$ kann daher als eine der Bewegung eines *Systems* von starren Gliedern eigentümliche Grösse gedeutet werden.

---

[13]) s. auch die Darstellung von *Heun* in dessen Referat: Die kinetischen Probleme der wissenschaftlichen Technik. Sonderabdruck aus dem Jahresbericht der Deutschen Mathematiker-Vereinigung. Teubner, 1900.

[14]) s. *Föppl*s Dynamik (Vorlesungen über Technische Mechanik 4. Bd. S. 285).

[15]) Zu den Kräften, welche aus der Bewegung entstehen, sind eigentlich auch die Reibungskräfte zu rechnen: es sollen darunter aber nur die sogen. Massenkräfte verstanden werden, während der Reibungswiderstand zu den äusseren Kräften gerechnet wird.

[16]) Eigentlich deshalb, weil q in L in diesem Falle nicht vorkommt.

Von welcher Art dieses zweite Glied $\frac{\partial L}{\partial q}$ im besonderen Falle ist, erkennt man z. B. bei der Betrachtung eines zwangläufigen Systems von Gliedern mit den Massen M_1 M_2 usw. Der Schwerpunkt von M_1 führe eine Drehung um einen festen Punkt aus mit der Winkelgeschwindigkeit $\frac{dq}{dt}$, die übrigen Massen seien alle auf den Schwerpunkt von M_1 reduziert $= \mathbf{M}$ und daher mit dem Drehwinkel q veränderlich. Die lebendige Kraft des Systems ist alsdann

$$L = \frac{1}{2}(M_1 + \mathbf{M})\left(r\frac{dq}{dt}\right)^2;$$

führt man diesen Wert in die *Lagrange*sche Gleichung ein, so erhält man aus dem 1. Glied

$$\frac{d}{dt}(M_1 + \mathbf{M})\, r^2 \frac{dq}{dt} = (M_1 + \mathbf{M})\, r^2 \frac{d^2 q}{dt^2} + \frac{d}{dt}\mathbf{M}\left(r^2\frac{dq}{dt}\right)$$

aus dem 2. Glied

$$-\frac{\partial L}{\partial q} = -\frac{1}{2}\frac{\partial \mathbf{M}}{\partial q}\left(r\frac{dq}{dt}\right)^2.$$

Berücksichtigt man, dass $\mathbf{M}$ von q abhängig ist, so kann im 1. Glied für $\frac{d\mathbf{M}}{dt}$ gesetzt werden $\frac{\partial \mathbf{M}}{\partial q}\frac{dt}{dq}$, wodurch der zweite Ausdruck im 1. Glied bis auf den Faktor $\frac{1}{2}$ mit dem 2. Gliede identisch wird.

Jetzt wird es auch in diesem besonderen Falle deutlich, welche begriffliche Bedeutung dem 2. Gliede $\frac{\partial L}{\partial q}$ zukommt. Setzt man nämlich die Koordinatengeschwindigkeit, welche in diesem Falle zugleich auch die Geschwindigkeit des Systems ist, $\frac{dq}{dt} = \text{const.}$, so ändert sich trotzdem die kinetische Energie, weil sich $\mathbf{M}$ mit q ändert; es verschwindet nur der erste Ausdruck im 1. Gliede mit $\frac{d^2 q}{d\,t^2}$, welcher sonach denjenigen Teil des von aussen aufzuwendenden Momentes darstellt, welcher zur Aenderung der Systemgeschwindigkeit, also zur Aenderung der lebendigen Kraft des Systems, soweit sie in der Hauptsache von der Systemgeschwindigkeit abhängt, notwendig ist. Die übrig bleibenden Glieder geben dann denjenigen Teil des äusseren Momentes an, welcher zur Aenderung der lebendigen Kraft des Systems nach seinem inneren geometrischen Zusammenhang, zur Aenderung der Bewegung der einzelnen Glieder, welche dieselben nach kinematischen Forderungen ausführen, also gewissermassen zur *inneren* Aenderung der lebendigen Kraft des Systems aufgewendet werden muss.

Im vorstehenden sind die Verhältnisse beim Kurbelgetriebe schon im allgemeinen charakterisiert. Wir werden speziell in den zuletzt genannten Gliedern nach den später folgenden Entwicklungen den bekannten Ausdruck für das Massendruckdrehmoment der bewegten Getriebeteile erkennen.

Dass in der *Lagrange*schen Bewegungsgleichung gerade die Differenz zweier Anteile des äusseren Momentes auftritt, ist in dem vorliegenden speziellen Falle einfach dadurch zu erklären, dass der zur inneren Aenderung der lebendigen Kraft aufzuwendende Anteil des äusseren Momentes im 1. Gliede mit seinem doppelten Betrag

$$\mathbf{M}\, r^2 \left(\frac{d\,q}{dt}\right)^2,$$

wie es aus der vorhergehenden Entwicklung hervorgeht, enthalten ist und daher ein entsprechender Abzug durch das 2. Glied eintreten muss.

Die *Lagrange*sche Bewegungsgleichung erscheint gewissermassen als algebraische Umformung eines ursprünglich einzigen Ausdrucks[17]) der dynamischen Grundgleichung zu dem Zwecke, unter Einführung einer einzigen Bezugsgrösse, der lebendigen Kraft des Systems, die Lösung eines kinetischen Problems durch bekannte rechnerische Operationen zu erreichen.[18])

Bei dem zu betrachtenden Kurbelgetriebe liegt ein System vor, bei welchem ein Glied, die Kurbel, eine Kreisbewegung ausführt, auf welche die Bewegung der übrigen, mit der Kurbel in zwangläufigem Zusammenhang stehenden Glieder bezogen wird. Der Drehwinkel φ der Kurbel, gemessen von der inneren (gestreckten) Totlage, ist also die Grundvariable der Systembewegung, $\frac{d\varphi}{dt}$ die Systemgeschwindigkeit.

Die Aufstellung der Bewegungsgleichung erfordert zunächst die Bestimmung des

1. Ausdruckes für die lebendige Kraft.

Die lebendige Kraft des Kurbelgetriebes ergibt sich als Summe der lebendigen Kräfte seiner einzelnen Glieder, nämlich der rotierenden Teile: Kurbel, Welle, Schwungrad usw., der hin- und hergehenden Teile: Kolben, Kolbenstange und Kreuzkopf, und der Lenkstange mit einer gemischten Bewegung von Rotation und Translation. Die Aufstellung des Ausdruckes für die lebendige Kraft des ganzen Systems gestaltet sich einfach; man kann auch vorher eine geeignete Veränderung desselben durch Reduktion und Verlegung der Massen vornehmen. Ein solches Verfahren beeinflusst das Resultat in kinetischer Beziehung nur dann nicht, wenn durch die Reduktion bezw. Verlegung der bewegten Massen ihre lebendige Kraft ungeändert bleibt.

Es mag an dieser Stelle schon bemerkt werden, dass, so lange es sich lediglich um die Untersuchung der Bewegungsverhältnisse handelt, in derselben Weise auch mit den an dem Getriebe angreifenden äusseren Kräften verfahren werden kann, wenn nur deren Arbeitsleistung $\sum P \,.\, v$ durch die Reduktion nicht verändert wird.

Unter Beachtung dieser Bedingung können alle rein rotierenden Massen ohne weiteres auf den Kurbelzapfen reduziert und die translatorischen Massen in den Kreuzkopfzapfen verlegt gedacht werden. Bei der Lenkstange ist ein so einfaches Verfahren nicht möglich. Es wird zwar meist eine Verlegung der Lenkstangenmasse in ihre zwei Endpunkte, den Kurbel- und Kreuzkopfzapfen, vorgenommen — der dadurch entstehende Fehler ist für viele praktische Fälle auch ohne Bedeutung und nur mit Rücksicht auf mehrfach in der Literatur vorkommende irrtümliche Darstellungen ist im folgenden der strenge Sachverhalt hervorgehoben — streng genommen ist aber der Ersatz der Lenkstangenmasse nur durch drei Massenpunkte, [19]) durch Verlegung der Masse in die Endpunkte

[17]) Die Entwicklung der *Lagrange*schen Gleichung in *Föppls* Dynamik S. 286.

[18]) Bei einem Grad der Freiheit ist die *Lagrange*sche Gleichung identisch mit der Gleichung des Effekts, deren Zeitintegral das Prinzip der lebendigen Kraft oder die Energiegleichung ist.

[19]) s. *Reye*, Einfache Darstellung der Trägheitsmomente ebener Figuren. Z. d. V. d. I. 1875, S. 401.

Es lässt sich auch die Reduktion der Massen eines Getriebes auf einen einzigen Punkt ausführen, dessen lebendige Kraft diejenige des ganzen Getriebes repräsentiert, dessen reduzierte Masse jedoch bei der Bewegung veränderlich anzunehmen wäre. Danach kann die Bewegung eines zwangläufigen Getriebes auf die Bewegung eines Punktes mit veränderlicher reduzierter Masse zurückgeführt werden.

und in den Schwerpunkt der Stange, möglich.[20]) — Wir könnten eine solche Massenverlegung in den drei Punkten jetzt vornehmen, lassen jedoch zunächst die Masse der Lenkstange M_3 in ihrer wirklichen Verteilung bestehen, während wir auf den Kurbelzapfen alle rotierenden Massen M_1 reduzieren und in den Kreuzkopfzapfen alle hin- und hergehenden Massen M_2 verlegen. Denkt man sich die Massen M_1 und M_2 als zur Lenkstange gehörig, deren Enden gewissermassen mit diesen Massen belastet, so repräsentiert die Stange in dieser Belastungsweise das ganze Getriebe. Hiervon ausgehend ist es nun leicht, die lebendige Kraft des ganzen Systems aufzustellen.

Ist m ein Massenteilchen der Lenkstange in der obigen Belastungsweise, v dessen augenblickliche Geschwindigkeit, so ist

$$L = \frac{1}{2} \Sigma m v^2.$$

Für ein Achsenkreuz $X\,Y$ durch das Wellenmittel können die Komponenten der Geschwindigkeit v leicht bestimmt werden und daraus v selbst (s. Fig. 1).

Sind x und y die Koordinaten des Schwerpunktes des Massenteilchens m (M_3 auf der Stangenachse konzentriert angenommen)[21]) in bezug auf das Achsenkreuz $X\,Y$, so liefert der geometrische Zusammenhang des Getriebes hierfür die Ausdrücke

$$x = r \cos \varphi + z \cos \eta$$

und

$$y = r \sin \varphi - z \sin \eta$$

wenn r den Kurbelradius und z den Abstand des Massenteilchens vom Kurbelzapfen bedeutet. Die Geschwindigkeitskomponenten des Massenteilchens in den Achsrichtungen sind dann

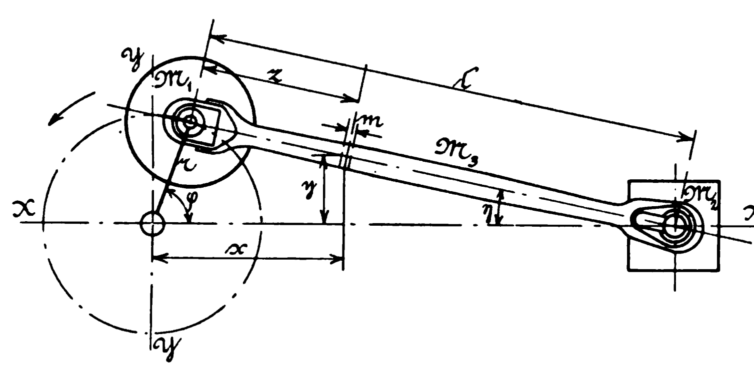


Fig. 1.

$$\frac{dx}{dt} = -\left(r \sin \varphi + z \sin \eta \frac{d\eta}{d\varphi}\right) \frac{d\varphi}{dt}$$

und

$$\frac{dy}{dt} = \left(r \cos \varphi - z \cos \eta \frac{d\eta}{dt}\right) \frac{d\varphi}{dt}$$

Die Resultierende aus den Geschwindigkeitskomponenten ergibt

$$v = \sqrt{\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy}{dt}\right)^2}$$

Im folgenden werden die ersten und zweiten Ableitungen der Variabeln φ nach der Zeit d. h. die Winkelgeschwindigkeit $\frac{d\varphi}{dt}$ und die Winkelbeschleunigung $\frac{d^2\varphi}{dt^2}$ in vereinfachter Weise mit $\dot{\varphi}$ und $\ddot{\varphi}$ bezeichnet. Damit lautet der Ausdruck für die lebendige Kraft

$$L = \frac{1}{2} \Sigma m v^2 = \frac{1}{2} \Sigma\left(m r^2 + m z^2 \left(\frac{d\eta}{d\varphi}\right)^2 - 2 m r z \frac{d\eta}{d\varphi} \cos(\varphi + \eta)\right) \dot{\varphi}^2 = \frac{1}{2} \dot{\varphi}^2 \left[r^2 \Sigma m + \left(\frac{d\eta}{d\varphi}\right)^2 \Sigma m z^2 - 2 r \frac{d\eta}{d\varphi} \cos(\varphi + \eta) \Sigma m z\right]$$

In diesem Ausdruck ist

$$\Sigma m = M_1 + M_2 + M_3,$$

ferner nach dem Schwerpunktssatze

$$\Sigma m z = z_0 \Sigma m = z_0 (M_1 + M_2 M_3),$$

wenn z_0 den Schwerpunktsabstand der Lenkstange für unsere Belastungsweise bedeutet. Derselbe lässt sich aus der Momentengleichung in bezug auf den Kurbelzapfen finden

$$\int_0^l z\, m_3\, dz + l\, M_2 = (M_1 + M_2 + M_3)\, z_0.$$

Hierbei ist

$$\int_0^l z\, m_3\, dz = z_0{}'\, M_3$$

mit z'_0 als Schwerpunktsabstand der Lenkstange allein vom Kurbelzapfen; es sei $z'_0 = a\, l$. Schliesslich ist $\Sigma m z^2$ das Trägheitsmoment der ganzen bewegten Masse des Getriebes in bezug auf den Kurbelzapfen $= (M_1 + M_2\; M_3)\, k^2$, wenn k den Trägheitsradius der gesamten Masse in bezug auf den Kurbelzapfen bedeutet. k findet man wieder aus einer Momentengleichung für den Kurbelzapfen als Drehpunkt, wenn man jetzt die Produkte aus den Massen und ihren Abständen vom Kurbelzapfen als Kräfte betrachtet, welche die Lenkstange belasten:

$$\int_0^l (m_3\, z)\, z\, dz + (M_2\, l)\, l = [(M_1 + M_2 + M_3)\, k] \,.\, k.$$

Hierbei ist

$$\int_0^l m_3\, z^2\, dz = z'^2\, \mathrm{M}_3$$

mit z' als Trägheitsradius der Lenkstange *allein* in bezug auf den Kurbelzapfen; es sei $z'^2 = b \,.\, l^2$.

Zur Kenntnis der Grössen z_0 und k ist demnach die Bestimmung des Schwerpunktsabstandes und des Trägheitsradius der wirklichen Lenkstange erforderlich; das kann durch eine graphische Ausmittlung nach dem Verfahren von *Nehls* oder *Mohr* oder für eine ausgeführte Lenkstange durch einen Wäge- und Schwingungsversuch geschehen. Für die prismatische Lenkstange von gleichförmigem Querschnitt ist $a = \frac{1}{2}$; $b = \frac{1}{3}$. Ueber diese Grössen bei ausgeführten Stangen kann nachstehende Tabelle[22]) einen Anhalt geben (in der letzten Kolonne ist der konstante Anteil der Lenkstangenmasse an der Schwungradwirkung angegeben (s. S. 469).

Führt man jetzt die Werte

$$\Sigma m = M_1 + M_2 + M_3,$$

$$\Sigma m z = l\,(M_2 + a\, M_3) \text{ und } \Sigma m z^2 = l^2\,(M_2 + b\, M_3)$$

[20]) Ausser den Bedingungen $m_1 + m_2 + m_0 = M_3$ und $m_1\, a = m_2 \,.\, b$ muss die neue Massenverteilung in drei Punkten noch der Forderung entsprechen $m_1 \,.\, a^2 + m_2 \,.\, b^2 =$ dem Trägheitsmoment der Stange in bezug auf den Schwerpunkt, wenn a und b die Abstände von m_1 und m_2 vom Schwerpunkt bedeuten, in welchem die Masse m_0 konzentriert ist.

[21]) Der allgemeine Fall erledigt sich zwar ebenso einfach.

[22]) s. *Mollier,* Der Beschleunigungsdruck der Schubstange, Z. d. V. d. I. 1903, S. 1638.

in den Ausdruck für die lebendige Kraft ein, so lautet dieser

$$L = \frac{1}{2}\dot{\varphi}^2 \Big[(M_1 + M_2 + M_3)\, r^2 + \left(\frac{d\eta}{d\varphi}\right)^2 l^2\, (M_2 + b\, M_3)$$

$$- 2\, r\, l \frac{d\eta}{d\varphi} \cos(\varphi + \eta)\, (M_2 + a\, M_3)\Big] \quad . \quad . \quad 2)$$

Dieser Ausdruck bildet die Grundlage für die Aufstellung der Bewegungsgleichung des Kurbelgetriebes.

No.	Art der Stange	Schwerpunktsabstand vom Kurbelzapfen z'_0	Trägheitsradius in bezug auf den Kurbelzapfen z'	a	b	$1 - a + \frac{b}{2}$
1	Lokomotive (alt)	0,37 l	0,584 l	0,37	0,34	0,80
2	Kleine schnellaufende Dampfmaschine . . .	0,35 l	0,459 l	0,35	0,21	0,76
3	Kleiner Kompressor	0,259 l	0,464 l	0,295	0,215	0,81
4	Dampfmaschine	0,35 l	0,548 l	0,35	0,30	0,8
5	Dampfmaschine	0,36 l	0,53 l	0,36	0,28	0,78
6	Schiffsmaschine	0,45 l	0,633 l	0,45	0,40	0,75
7	Gasmotor (alt)	0,45 l	0,648 l	0,45	0,42	0,76
8	Gasmotor	0,45 l	0,533 l	0,45	0,34	0,72
9	Gasmotor	0,40 l	0,533 l	0,4	0,34	0,77
10	Kleiner Petroleummotor	0,429 l	0,649 l	0,420	0,42	0,79

(Fortsetzung folgt.)

Spannungen in prismatischen Röhren und Gefässen mit vierseitigem Querschnitt.

(Schluss von S. 451 d. Bd.)

In der folgenden Tabelle sind die nach obigen Formeln berechneten Biegungsmomente M_1 M_2 M_3 M_4 und $M_{\varphi x}$, ausgedrückt durch $p n^2$, zusammengestellt, und zwar für die Seitenverhältnisse $\frac{m}{n} = 1,\ 1{,}5,\ 2,\ 3,\ 5$ und 10 und für die Abrundungswerte $\frac{r}{n} = 0,\ 0{,}1,\ 0{,}2,\ 0{,}3,\ 0{,}5$ und 1. Der Wert des absolut grössten Momentes ist immer fett gedruckt.

Tabelle der Biegungsmomente, ausgedrückt durch $p\, n^2$.

$\frac{r}{n}$	$\frac{m}{n} =$	1	1,5	2	3	5	10
0	M_1	— 0,167	0,083	0,500	1,833	6,50	29,83
	M_2	**0,333**	**0,583**	**1,000**	**2,333**	**7,00**	**30,33**
	$M_{\varphi x}$	—	—	—	—	—	—
	M_3	**0,333**	**0,583**	**1,000**	**2,333**	**7,00**	**30,33**
	M_4	— 0,167	— 0,542	— 1,000	— 2,167	— 5,50	— 19,67
0,1	M_1	— 0,159	0,095				
	M_2	0,246	0,500				
	$M_{\varphi x}$	**0,283**	0,526				
	M_3	0,246	0,450				
	M_4	— 0,159	— **0,530**				
0,2	M_1	— 0,149	0,107	0,532	1,887		
	M_2	0,171	0,427	0,852	2,207		
	$M_{\varphi x}$	**0,237**	0,472	0,886	**2,229**		
	M_3	0,171	0,327	0,652	1,807		
	M_4	— 0,149	— **0,518**	— **0,968**	— 2,113		
0,3	M_1	— 0,137	0,121			6,66	30,20
	M_2	0,108	0,366			6,91	30,44
	$M_{\varphi x}$	**0,195**	0,423			**6,93**	**30,45**
	M_3	0,108	0,216			5,71	27,74
	M_4	— 0,137	— **0,504**			— 5,34	— 19,30
0,5	M_1	— 0,109	0,156	0,595	1,983		
	M_2	0,016	0,281	0,720	2,108		
	$M_{\varphi x}$	**0,120**	0,340	0,760	**2,133**		
	M_3	0,016	0,031	0,220	1,108		
	M_4	— 0,109	— **0,469**	— **0,905**	— 2,017		
1	M_1, M_2, $M_{\varphi x}$	0	0,277	0,739	**2,186**	**7,11**	**31,14**
	M_3	0	— 0,223	— 0,261	0,186	3,11	22,14
	M_4	0	— **0,348**	— **0,761**	— 1,814	— 4,89	— 18,36

Die Lage der Punkte in den langen Seiten, in welchen das Biegungsmoment Null wird (das sind auch die Wendepunkte der elastischen Linie) ist nach Gleichung 2) zu bestimmen aus

$$0 = M_3 - \frac{1}{2}\, p\, (b^2 - z_0^2),$$

wenn z_0 die Entfernung jener Punkte von den Seitenmitten bezeichnet. Man erhält

$$\frac{z_0}{m} = \frac{n}{m} \sqrt{\left(\frac{m}{n} - \frac{r}{n}\right)^2 - \frac{2\, M_3}{p\, n^2}} \quad . \quad . \quad . \quad 21)$$

Diese Formel, welche nur gültig ist, so lange $z_0 < m - r$, oder so lange $\frac{z_0}{m} < 1 - \frac{r}{n}\frac{n}{m}$, liefert die folgenden Werte von $\frac{z_0}{m}$

$\frac{r}{n}$	$\frac{m}{n} = 1$	1,5	2	3	5	10
0	0,577	0,694	0,707	0,693	0,663	0,627
0,1	0,564	0,687				
0,2	0,546	0,679	0,695	0,687		
0,3	0,524	0,669			0,653	0,621
0,5	0,467	0,646	0,675	0,670		
1	—	—	—	0,635	0,626	0,606

Für $\frac{m}{n} = 1$ gelten die Werte von $\frac{z_0}{m}$ selbstverständlich für alle Seiten.

Für $\frac{m}{n} = 1{,}5$ und $\frac{m}{n} = 2$ wird mit $\frac{r}{n} = 1$ der Wert von $\frac{z_0}{m} > 1 - \frac{r}{n}\frac{n}{m}$, d. h. es fällt der Schnitt, in welchem das Biegungsmoment das Zeichen wechselt, in die Abrundung hinein. Seine Lage ist daher nach Gleichung 16) zu bestimmen aus

$$0 = M_2 + \left\{\left(1 - \frac{r}{n}\right) \sin\varphi_0 - \left(\frac{m}{n} - \frac{r}{n}\right)(1 - \cos\varphi_0)\right\} \frac{r}{n}\, p\, n^2$$

wenn φ_0 den Winkel bezeichnet, unter dem der betreffende Schnitt gegen die Endfläche B geneigt ist (Fig. 3). Mit

$\frac{m}{n} = 1{,}5$ und $\frac{r}{n} = 1$ ergibt dies

$$0 = M_2 - 0{,}5\,(1 - \cos \varphi_0)\; p\, n^2$$

oder $$\cos \varphi_0 = 1 - \frac{2\, M_2}{p\, n^2},$$

also, da in diesem Falle nach der Tabelle $M_2 = 0{,}277\; p\, n^2$ ist,

$$\cos \varphi_0 = 0{,}446$$
$$\varphi_0 = 63^0\, 30'.$$

Ebenso erhält man für $\frac{m}{n} = 2$ und $\frac{r}{n} = 1$

$$\varphi_0 = 74^0\, 50'.$$

Bei einer Herstellung des Rohres oder Gefässes durch Schweissen würde die Schweissnaht an die hiernach ermittelten Stellen zu legen sein, wo das Biegungsmoment zu Null wird.

In den Fig. 5 bis 10 sind die Momentenflächen, wie sie sich nach obiger Tabelle für ein Viertel des Rohrquerschnitts ergeben, dargestellt, und zwar sind die positiven Momente nach aussen, die negativen nach innen aufgetragen. Der Masstab für den Querschnitt ist in den Fig. 9 und 10 halb so gross wie in den Fig. 5 bis 8. Der Masstab für die Momente beträgt in Fig. 7 und 8 nur $^1/_4$ von dem in Fig. 5 und 6 und in Fig. 9 und 10 nur 0,1 von dem in Fig. 7 und 8, also $^1/_{40}$ von dem in Fig. 5 und 6. Der grösste Wert des Momentes ist jedesmal durch ein Kreuz und der Punkt, in welchem das Moment Null wird, durch einen kleinen Kreis bezeichnet.

Aus der Tabelle und den Figuren ist nun folgendes zu entnehmen:

Negativ (einwärts drehend) ist das Biegungsmoment immer im mittleren Teil der langen Seiten, d. h. es wird dieser Teil immer nach aussen konvex gebogen, wie auch ohne Rechnung einzusehen ist. In der Mitte der kurzen Seiten aber wird das Biegungsmoment nur dann negativ, wenn sie nur wenig kürzer als die anderen oder im Grenzfall ihnen gleich sind $\left(\frac{m}{n} = 1\right)$. Schon für $\frac{m}{n} = 1{,}5$ wird das Biegungsmoment in der Mitte der kurzen Seiten positiv, und zwar um so grösser, je stärker die Abrundung ist. Das grösste aller Biegungsmomente, abgesehen vom Vorzeichen, findet sich fast in allen Fällen an den Ecken; wenn diese scharf sind, stets. Sind die Ecken abgerundet, so ist für $\frac{m}{n} = 1{,}5$ und $\frac{m}{n} = 2$ der Absolutwert des Momentes M_1 in der Mitte der langen Seiten noch etwas grösser, als das grösste Moment $M_{\varphi x}$ an den Ecken. Für $\frac{m}{n} > 3$ aber tritt M_1 wieder gegen $M_{\varphi x}$ zurück, und für $\frac{m}{n} = 10$ wird $M_{\varphi x}$ ungefähr 1,5 mal so gross als M_1.

Bezüglich der mehr oder weniger langgestreckten Form der Querschnitte gestattet die obige Tabelle der Biegungsmomente unmittelbar einen Vergleich zwischen Rohrquerschnitten von gleichen Breiten $2\,n$ und verschiedenen Höhen $2\,m$, da die Momente durch $p\,n^2$ ausgedrückt sind. Wichtiger wird in vielen Fällen der Vergleich zwischen Querschnitten von gleichem Inhalt sein. Um diesen zu ermöglichen, sind die Werte der Tabelle mit $\frac{n}{m}$ zu multiplizieren. Man erhält dann die Momente ausgedrückt durch $p\,m\,n$. $m\,n$ ist aber, abgesehen von den Abrundungen und der Wanddicke, der Flächeninhalt des Querschnittes. Z. B. für die nicht abgerundeten Querschnitte $\left(\frac{r}{n} = 1\right)$ ergibt sich hiernach

mit $\frac{m}{n} =$	1	1,5	2
$M_{max} =$	0,333	0,389	0,500
mit $\frac{m}{n} =$	3	5	10
$M_{max} =$	0,778	1,40	3,03 $p\,m\,n$.

Der günstige *Einfluss der Abrundung* tritt besonders hervor beim quadratischen Querschnitt, für welchen das

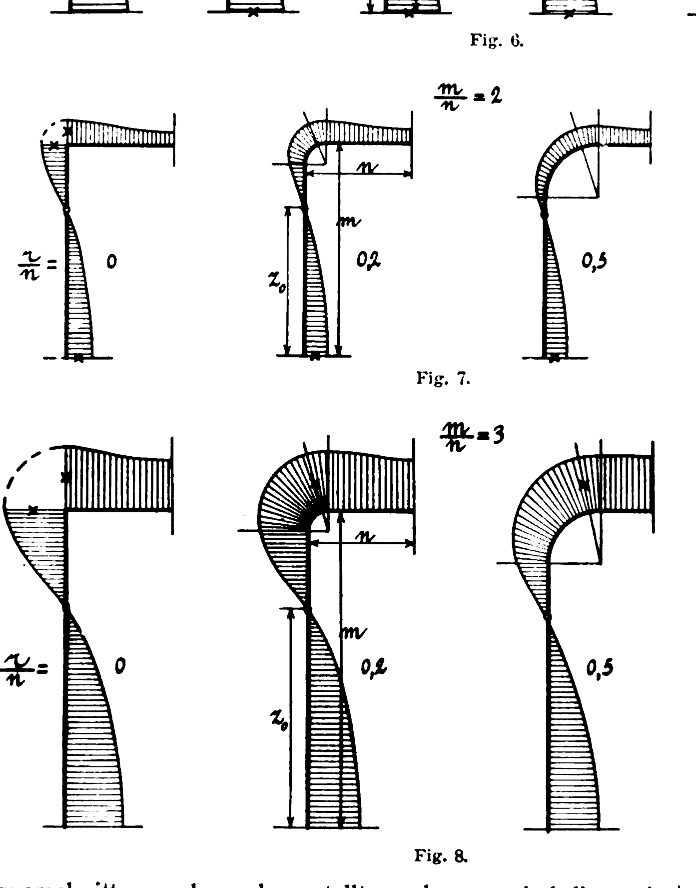


Fig. 5.

Fig. 6.

Fig. 7.

Fig. 8.

grösste Biegungsmoment bei einer Abrundung mit $r = 0{,}5\ n$ nur noch $0{,}120\ p\,n^2$ beträgt gegenüber $0{,}333\ p\,n^2$ beim nicht abgerundeten Querschnitt. Auch wenn die Höhe das 1,5 fache der Breite beträgt, ist noch eine Abnahme des grössten Momentes von $0{,}583\ p\,n^2$ bei $r = 0$ auf $0{,}469\ p\,n^2$ bei $r = 0{,}5\ n$ und auf $0{,}348\ p\,n^2$ bei $r = n$ festzustellen. Für $m = 2\ n$ und $m = 3\ n$ wird durch die Abrundung mit $r = 0{,}5\ n$ nur eine unerhebliche Verminderung der Momente bewirkt; erst für die vollständig

Fig. 9.

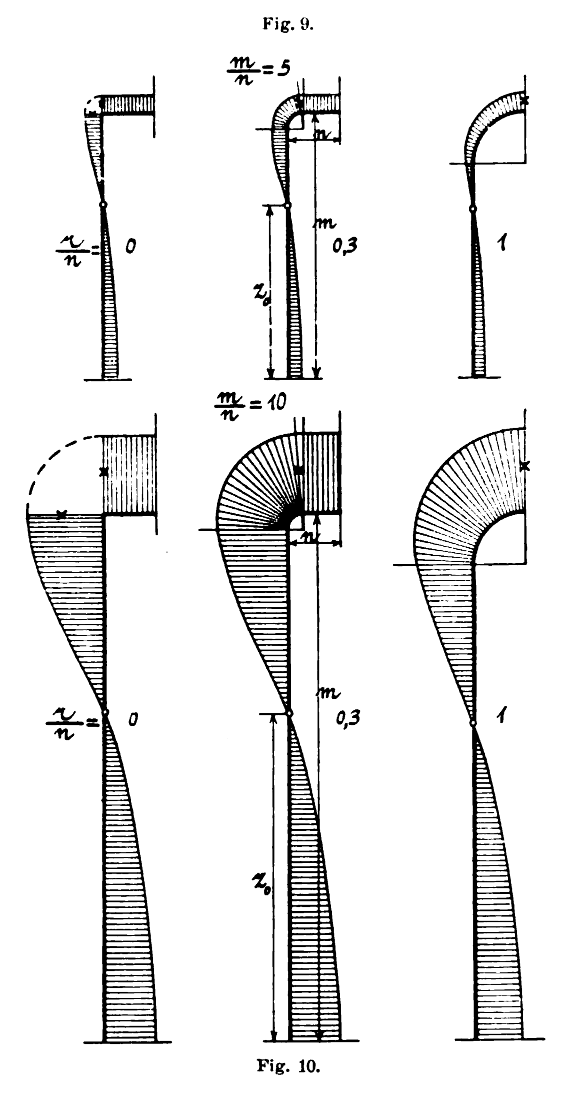


Fig. 10.

abgerundeten Enden ($r = n$) sinkt das Maximalmoment von 1,000 auf $0{,}761\ p\,n^2$, bezw. von 2,333 auf $2{,}186\ p\,n^2$.

Bei den langgestreckten Querschnitten ($m = 5\ n$ und $m = 10\ n$) ändern sich durch die Abrundung die Momente fast gar nicht mehr, und zwar sind für die an den Enden ganz gerundeten Querschnitte ($r = n$) die Momente sogar etwas grösser, als für die nicht abgerundeten Querschnitte. Für diese langgestreckten Formen ist daher die Abrundung wertlos oder gar ungünstig.

Aus den Biegungsmomenten berechnen sich nun die grössten Biegungsspannungen σ_b in der äusseren oder inneren Wandfläche für die geradlinigen Teile nach der gewöhnlichen Formel

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{6\ M}{\delta^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 22)$$

unter W das Widerstandsmoment des rechteckigen Ringquerschnittes verstanden, dessen Breite = 1 genommen wurde, und dessen Höhe gleich der Wanddicke δ ist.

Für den gekrümmten Teil $B\,C$ ist diese Formel nicht genau; sie kann aber ohne erheblichen Fehler auch für diesen Teil benutzt werden, wenn der Krümmungsradius r der Mittellinie gross ist im Vergleich mit der Wandstärke δ. Ist r jedoch nur wenig grösser als δ, so ist die genauere, für stark gekrümmte Körper geltende Biegungsformel anzuwenden, nach welcher

$$\sigma_b = -\frac{M}{r f}\left(1 + \frac{1}{k}\,\frac{e}{r + e}\right) \quad . \quad . \quad . \quad 23)$$

zu setzen ist. Darin bezeichnen f den Querschnitt und e den Abstand seiner äussersten Punkte von seiner zur Kraftebene senkrechten Schwerpunktsachse. Das Moment M ist positiv zu setzen in dem oben angegebenen Sinne (nach aussen drehend) und e ist positiv nach aussen zu rechnen. Ein positiver Wert von σ bedeutet eine Zugspannung, ein negativer eine Druckspannung. Die Grösse k endlich ist eine Funktion des Querschnittes, nämlich

$$k = -\frac{1}{f}\int \frac{\eta}{r + \eta}\, d f,$$

wenn η den Abstand eines beliebigen Flächenelementes $d f$ von jener Schwerpunktsachse bedeutet und das Integral über den ganzen Querschnitt ausgedehnt wird. Insbesondere für den hier in Betracht kommenden rechteckigen Querschnitt erhält k hiernach mit $e = \frac{\delta}{2}$ den Wert

$$k = \frac{r}{\delta}\ l_n\ \frac{2\,\frac{r}{\delta} + 1}{2\,\frac{r}{\delta} - 1} - 1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 24)$$

z. B. für $\frac{r}{\delta} =$ 1 1,5 2 2,5 3

ergibt sich $\frac{1}{k} =$ 10,1 25,3 46,3 73,0 105,3

Berechnet man hiermit nach Gleichung 23) den Biegungszug an der Innenfläche, also mit $e = -\frac{\delta}{2}$, und zwar für $r = \delta$, so erhält man, wenn ausserdem $f = 1\,.\,\delta$ gesetzt wird

$$\sigma_b = -\frac{M}{\frac{r}{\delta}\,\delta^2}\left(1 + 10{,}1\ \frac{-1}{2\,\frac{r}{\delta} - 1}\right)$$

d. i.

$$\sigma_b = 9{,}1\ \frac{M}{\delta^2},$$

während sich auf der äusseren Seite mit $e = +\frac{\delta}{2}$ ein Biegungsdruck ergibt:

$$\sigma_b = -\frac{M}{\frac{r}{\delta}\,\delta^2}\left(1 + 10{,}1\ \frac{1}{2\,\frac{r}{\delta} + 1}\right)$$

d. i.

$$\sigma_b = -\ 4{,}37\ \frac{M}{\delta^2}.$$

Vergleicht man hiermit den nach Gleichung 22) sowohl für den Zug innen als auch für den Druck aussen sich ergebenden Wert $\sigma_b = 6\ \frac{M}{\delta^2}$, so erkennt man, dass die genauere Gleichung 23) einen um reichlich 50 v. H. grösseren Wert für die Zugspannung liefert, während die Druckspannung aussen erheblich kleiner ausfällt. Auch für $r = 2\ \delta$ erhält man für den Biegungszug noch einen wesentlich grösseren Wert, nämlich $\sigma_b = 7{,}7\ \frac{M}{\delta^2}$ und erst für $r = 3\ \delta$ wird derselbe $\sigma_b = 6{,}6\ \frac{M}{\delta^2}$, der Unterschied also gering, so dass für $r > 3\ \delta$ in der Regel die einfachere Gleichung 22) zulässig sein wird.

Zu diesen Biegungsspannungen σ_b treten dann noch die von dem Längszug — er möge mit Z bezeichnet sein — herrührenden Zugspannungen

$$\sigma_z = \frac{Z}{1 \cdot \delta}$$

hinzu, so dass sich auf der gezogenen Seite eine Gesamtzugspannung $= \sigma_b + \sigma_z$ ergibt. Die Zugkraft Z ist in den langen Seiten (wie bereits oben erörtert wurde)

$$Z = p\,(a + r_0)$$

und in den kurzen Seiten

$$Z = p\,(b + r_0)$$

zu setzen. Meist wird es genügen, dafür pn bezw. pm zu nehmen.

In einem beliebigen Schnitt des Kreisbogenstückes, Fig. 3, der unter einem Winkel φ gegen die Endfläche B geneigt ist, ist der genaue Wert der Zugkraft

$$Z = \{p\,(b + r_0) - pr_0\,(1 - \cos\varphi)\}\cos\varphi + \{pa + pr_0 \sin\varphi\}\sin\varphi$$

d. i. $Z = \left\{r_0 + a\sin\varphi + b\cos\varphi\right\} p$,

oder mit $a = n - r$ und $b = m - r$

$$Z = \left\{\frac{r_0}{n} + \left(1 - \frac{r}{n}\right)\sin\varphi + \left(\frac{m}{n} - \frac{r}{n}\right)\cos\varphi\right\} pn \quad . \quad 25)$$

das gibt insbesondere für $\frac{m}{n} = 1$ und $\varphi = 45^0$

$$Z = \left\{\frac{r_0}{n} + 1{,}414\left(1 - \frac{r}{n}\right)\right\} pn \quad . \quad . \quad . \quad 26)$$

Beispiel: Es sei für einen quadratischen Querschnitt des Rohres die halbe Seite $m = n = 10$ cm, die Wanddicke $\delta = 1$ cm. Der Querschnitt des herausgeschnitten gedachten Ringes von 1 cm Breite bildet dann auch ein Quadrat von 1 cm Seite, dessen Widerstandsmoment mithin $W = \frac{1}{6} \cdot 1 \cdot 1^2 = 0{,}167$ zu setzen ist.

Sind nun zunächst die Ecken scharf, so ist nach der Tabelle das grösste Biegungsmoment an den Ecken $0{,}333\,pn^2 = 33{,}3\,p$, folglich

$$\sigma_{b\,max} = \frac{33{,}3\,p}{0{,}167} = 200\,p\ \mathrm{kg/qcm}.$$

Die Zugkraft Z würde etwa $= 10\,p$ kg und, da der Querschnitt 1 qcm beträgt, auch die zugehörige Zugspannung $\sigma_z = 10\,p$ kg/qcm zu setzen sein. Die Gesamtspannung an der Innenfläche wäre also $\sigma_b + \sigma_z = 210\,p$ kg/qcm, wonach schon mit einer Pressung von $p = 6$ at eine Spannung von $\sigma_{max} = 1260$ kg/qcm erreicht würde.

Rundet man die Ecken ein wenig ab, etwa so, dass der Krümmungsradius der Mittellinie 2 cm beträgt, also $\frac{r}{n} = 0{,}2$ ist, so wird das grösste Biegungsmoment in der Mitte der Abrundung (s. Tabelle) $0{,}237\,pn^2 = 23{,}7\,p$, womit sich eine Biegungsspannung $\sigma_b = 142\,p$ kg/qcm ergibt. Ein genauer Wert der Zugkraft an dieser Stelle würde nach Gleichung 26) mit $r_0 = 1{,}5$ cm zu berechnen sein und sich zu $Z = 1{,}28\,pn = 12{,}8\,p$ kg und $\sigma_z = 12{,}8\,p$ kg/qcm ergeben. Die grösste Gesamtspannung wäre also in diesem Falle $\sigma_b + \sigma_z = 154{,}8\,p$ kg/qcm, d. h. erst für 8 at knapp so gross ($= 1238$ kg/qcm) wie für den nicht abgerundeten Querschnitt bei 6 at.

Werden aber die Ecken noch stärker abgerundet, etwa mit $r = 5$ cm, so dass $\frac{r}{n} = 0{,}5$, so findet man in gleicher Weise $\sigma_b = 70\,p$ kg/qcm, $\sigma_z = 11{,}6\,p$ kg/qcm, mithin $\sigma_{max} = 81{,}6\,p$ kg/qcm. Damit würde also erst bei $p = 15$ at eine etwa gleich hohe Spannung ($= 1224$ kg/qcm) wie in dem nicht oder nur schwach abgerundeten Querschnitt bei 6 bezw. 8 at erreicht werden.

Wehage.

Weitere Beiträge zur Technik der Elektrometallurgie des Eisens.

Von Dr. **Albert Neuburger**, Berlin.

(Schluss von S. 459 d. Bd.)

Besonders interessant und von ausserordentlicher Bedeutung für die Berechnungen des Kostenpunktes elektrometallurgischer Eisenprozesse sind die Feststellungen, die einen Vergleich zwischen den Energiekosten für elektrisch ausgebrachtes Eisen und denen für solches, das nach dem Tiegelgussverfahren erhalten wird, ermöglichen. Es zeigt sich hier, dass die elektrische Ausbringung in der Tat ganz bedeutende Ersparnisse zu erzielen gestattet. Bei Erzeugung der Elektrizität aus Wasserkräften kann man bei den gegenwärtig noch herrschenden Preisen für dieselben einen Preis von 42,50 M. für das elektrissche Pferdekraftjahr recht wohl zugrunde legen, der gewiss dann als angemessen gelten muss, wenn man die Elektrizität nicht pacht- oder mietweise bezieht, sondern wenn man sie, insbesondere unter Verwendung grösserer Maschinen, selbst erzeugt. Unter diesen Umständen, sowie unter Einrechnung der Kosten für den Elektrodenverschleiss belaufen sich bei der Verwendung elektrischer Energie die Kosten für die Erhitzung f. d. Tonne Stahl auf 7,35 M., während sie sich bei Verwendung von Gasfeuerung unter Benutzung guter Kohle auf 12,75 M. stellen.

Diese Preisunterschiede sind derartig ausserordentliche, dass die Kommission — und hierin befindet sie sich in vollständiger Uebereinstimmung mit *Combes* und *Minet* — zu dem Schlusse kommt, dass der elektrische Betrieb gegenüber demjenigen mit Gasöfen so hervorragende Vorteile darbietet, dass es wohl denkbar ist, dass der *Siemens*-Ofen durch den elektrischen Ofen verdrängt werden kann.

Da die Erzeugung von Roheisen in dem oben beschriebenen „Ekonomiseur" noch nicht aufgenommen war, so liegen über sie auch noch keine Berichte vor. Hingegen liess sich der Prozess der Roheisendarstellung an der Birne und zwar an nicht weniger als 30 Chargen sehr gut studieren. Es zeigte sich dabei, dass durchschnittlich von 1,062 t Eisen, die in der Beschickung enthalten waren, 969 kg Metall wiedergewonnen werden konnten. Die Zusammensetzung der Schlacke wechselte, ihr Eisengehalt betrug jedoch durchschnittlich 7,75 v. H.

Die Zusammensetzung des erzeugten Roheisens und der Schlacke war die folgende:

Roheisen:

Gesamter Kohlenstoff . .	1,840 v. H.
gebundene Kohle . . .	1,225 v. H.
Graphit	0,615 v. H.
Silizium	3,122 v. H.
Schwefel	0,247 v. H.
Phosphor	0,023 v. H.
Mangan	0,210 v. H.

Schlacke:

Silizium	42,72 v. H.
Eisenoxyd	9,90 v. H.
Aluminium	17,43 v. H.
Manganoxyd	3,70 v. H.
Kalk	16,92 v. H.
Magnesia	9,00 v. H.

Das Kjellinsche Verfahren

beruht bekanntlich (D. p. J. 1902, **317,** S. 784) auf der Verwendung eines eigenartigen Ofens, der vorbildlich für eine Reihe weiterer Ofenkonstruktionen geworden ist, wie sich eine ähnliche insbesondere die bekannte Firma *Schneider & Co.* in Creusot hat patentieren lassen und für die sich seitdem in der Elektrometallurgie des Eisens die Bezeichnung als „*Transformatorofen*" eingebürgert hat. Ausser der Anlage in Gysinge, die an oben erwähnter Stelle ebenfalls bereits ausführlich beschrieben wurde und die inzwischen bedeutende Vergrösserungen erfahren hat, ist gegenwärtig eine weitere Anlage in Frankreich im Bau. Ausser der kanadischen Kommission hat der Chefelektrochemiker des Wiener Werkes der Firma *Siemens & Halske*, Dr. *Viktor Engelhardt*, das Verfahren selbst in Gysinge einer genauen Prüfung unterworfen, und seine Mitteilungen bilden wertvolle Ergänzungen zu denjenigen der genannten Kommission. Des weiteren soll auf der Weltausstellung in Lüttich ein derartiger Transformatorofen nach dem Gysingesystem im Betriebe vorgeführt werden, dem sich vielleicht ein zweiter, anderen aber ähnlichen Systems, den Ingenieur *Frick* aus Stockholm vorzuführen beabsichtigt, anschliessen dürfte. So scheint es denn, als ob gerade das Gysingeverfahren am schnellsten bekannt werden dürfte. Es ist jedenfalls das interessanteste und durchaus genial erdacht; auch liefert es Stahl von hervorragender Qualität, da es — was einen besonderen Vorzug desselben bildet — vollkommen ohne Elektroden arbeitet. Die Gestehungskosten des Stahls sind allerdings, wie der Erfinder *Kjellin* selbst früher angab, höhere, als bei vielen anderen Verfahren und diese Angabe wurde auch seitens der kanadischen Kommission bestätigt, wenn der von dieser gefundene Preis auch etwas niedriger ist, als der von *Kjellin* angegebene.

Durch das genaue Studium des Prozesses in Gysinge sind über das Verfahren verschiedene äusserst interessante Einzelheiten bekannt geworden, die zunächst in Ergänzung des früheren Berichtes hier noch nachgetragen seien. Zunächst ist zu erwähnen, dass der Ofen nicht mehr wie früher mit sauren Silikatsteinen ausgefüttert wird, sondern dass man zu basischem Futter übergegangen ist, das eine Dicke von 300 mm hat. Zur Herstellung desselben werden partieweise je 500 kg Sintermagnesit mit 10 kg feingemahlenem gebrannten Magnesit gemischt; das Ganze wird mit 40 kg Ton zu Brei angemacht und eingestampft. Die Betriebskosten an Ofenfutter berechnet *Engelhardt* f. d. Tonne Stahl auf 2,55 M.

Ueber den Verlauf der Charge ist zu bemerken, dass der Abstich nicht vollständig erfolgt, sondern dass immer ein Teil des erzeugten Stahls im Ofen zurückbleibt — ein Verfahren, das den Zweck hat, die Erhitzung und das Schmelzen der neuen Beschickung zu beschleunigen. Die Prüfung auf die Qualität findet jetzt mit Hilfe von Schmiedeproben statt und es ist zum Zwecke der Vornahme derselben Schmiedefeuer und Ambos auf der Beschickungsbühne aufgestellt. Die kurze Beschreibung des Verlaufes einer Charge gibt über die einzelnen Verhältnisse während derselben am besten Aufschluss.

Im Ofen waren von der vorhergehenden Charge etwa 700 kg zurückgeblieben. Es wurde dann die vorher bereitgestellte und abgewogene neue Charge zugegeben, die aus Roheisen, Stahlabfällen, gemischten Eisenabfällen, 12 v. H. Ferrosilizium und 80 v. H. Ferromangan bestand, und deren Gewicht sich auf 1756 kg belief. Die Zusammensetzung selbst wechselt je nach der Qualität des Stahls, den man zu erhalten wünscht. Es sei jedoch bemerkt, dass *Kjellin*. der früher nachkohlen musste, jetzt imstande ist, ähnlich wie *Stassano* die Zusammensetzung voraus zu berechnen. Es wird nun je nach den Umständen bald mit, bald ohne Nachkohlen gearbeitet. Ist die Charge geschmolzen, so wird noch so lange Strom durchgeschickt, bis die zum Abstechen nötige Temperatur erreicht ist, und es findet dann das Abstechen entweder in Coquillen oder direkt in Giesspfannen statt. Beim Abstechen in Coquillen werden gewöhnlich sechs bis acht Blöcke, deren Gewicht zwischen 85 kg und 200 kg schwankt, erhalten. Die Ausbeute ist eine ziemlich gute, und es konnten aus der erwähnten Charge von 1756 kg Gewicht 1030 kg Stahl gewonnen werden. Die Zusammensetzung der Blöcke ist keine ganz gleichmässige und Infolgedessen wechseln auch die Eigenschaften innerhalb gewisser Grenzen, je nachdem Stahl vom oberen, mittleren oder unteren Teil eines Blockes entnommen ist. Der Stahl selbst ist sehr dicht und schliesst keine Gasblasen ein. Nur an einzelnen Blöcken zeigt sich oben eine äusserst dünne etwas blasige Schicht, die jedoch lediglich durch Berührung mit Luft während des Abstechens entstanden ist. Der Umstand, dass der Stahl sehr heiss und dünnflüssig ist, bewirkt, dass sich Blasen nur im allerobersten Teile ansetzen können.

Nachstehende Analysen (Kanadische Kommission) zeigen am besten die Unterschiede in der Zusammensetzung an den verschiedenen Stellen eines der Blöcke:

Tabelle 1.

	Bohrspäne aus einer grossen Coquille			Bohrspäne aus drei kleinen Coquillen		
	oben	Mitte	unten	No. 1 oben	No. 2 Mitte	No. 3 unten
C	1,083	1,077	1,050	1,086	1,086	1,070
Si	0,194	0,205	1;196	0.206	0,204	0,205
S	0,008	0,010	—	0,009	0,010	—
P	0,009	0,011	0.011	0,010	0,011	0,009
Mn	0,242	0,260	0,250	0,250	0,246	0,250

Bei dem in Gysinge aufgestellten Ofen, der mit etwa 3000 Volt Primärspannung betrieben wird, hat die Primärspule 295 Windungen, so dass der Sekundärstrom bei 10 Volt etwa 30 000 Ampere stark sein dürfte. Der Elektrizitätsverbrauch belief sich bei der oben erwähnten Charge auf 857 Kilowattstunden. Die Messungen desselben gaben dem Elektrotechniker der kanadischen Kommission, *C. E. Brown,* Gelegenheit zu interessanten Beobachtungen, die für den Betrieb derartiger Transformatoröfen wertvolle Grundsätze schufen. Es zeigte sich nämlich, dass bei vier in Gysinge geprüften Oefen der Verbrauch an elektrischer Energie f. d. Tonne an zweien derselben weniger als einhalbmal so gross war, als an den beiden anderen. Der Grund dieser Verschiedenheit liegt in der eigenartigen Ausgestaltung dieser beiden Oefen. Bei denselben war nämlich der Schacht mit einem Eisenmantel umgeben, der durch den ausserordentlich starken Strom hoch magnetisiert wurde. (Ueberhaupt spielen die Einflüsse des Magnetismus im ganzen Gysingebetrieb eine eigenartige Rolle, die sich in mancherlei Erscheinungen äussert. So werden z. B. vielfach die Schaufeln, mit denen die Beschickung eingeschaufelt wird, magnetisiert usw.)

Aus dieser Erscheinung ergibt sich der Grundsatz,

dass es sich empfehlen dürfte, bei der Einrichtung neuer Anlagen den Eisenmantel an manchen Stellen wegzulassen. Dadurch liesse sich schon eine höhere Stromersparnis erzielen. Die Wechselzahl beträgt gegenwärtig 13—14 und es hat sich gezeigt, dass es vorteilhaft sein würde, für einen Ofen von 15 Tonnen Kapazität f. d. Charge die Zahl der Wechsel auf 4 in der Sekunde zu reduzieren, oder dass man für die jetzige Wechselzahl drei Oefen in symmetrischer Lagerung um einen Dreiphasengenerator aufstellen müsste. Die Kosten des Verfahrens hat *Kjellin* früher mit 171 M. f. d. Tonne angegeben, die kanadische Kommission berechnet sie unter Zugrundelegung eines Preises von 42,50 M. f. d. Pferdekraftjahr auf 144,50 M. *Engelhardt* nimmt unter Zugrundelegung eines *Kjellin*schen Ofens von 736 Kilowatt Kapazität die Betriebskosten bei kaltem Einsatz mit 71,42 M. f. d. Tonne und bei heissem Einsatz mit 68,06 M. an, wobei eine Tagesproduktion von 30 Tonnen zugrunde gelegt ist. Laut privater Mitteilung von *Engelhardt* an den Verfasser ist die diesem Ergebnisse zugrunde liegende Berechnung für niger Löhne. In der Tat dürfte das *Gysinge*-Verfahren das einzige sein, bei dem sich zur Erzeugung von Elektrostahl die Aufstellung grösserer Oefen empfehlen dürfte — ob freilich so grosser, wie der, für den obige Zahlen berechnet sind, müsste erst ein lang fortgesetzter Dauerversuch mit einem solchen ergeben.

Ueber die mechanischen Eigenschaften des Gysingestahls liegen Untersuchungen der kanadischen Kommission, solche von *Neumann*, sowie solche von Professor *Tetmajer* in Wien und endlich solche der *Materialprüfungsanstalt* der technischen Hochschule *Stockholm* vor. Wir geben aus den *Tetmajer*schen Werten in nachstehender Zusammenstellung (Tab. 2) einige wieder und zwar sind die Proben mit niedrigstem, mittlerem und höchstem Kohlenstoffgehalt ausgewählt.

Die physikalische Prüfung,

die von Seiten der kanadischen Kommission auch auf Stahlsorten ausgedehnt wurde, die nach dem *Héroult*schen Prozess hergestellt waren, ergibt, dass der elektrisch dargestellte Stahl im allgemeinen dem Tiegelgusstahl bester Qualität vollkommen ebenbürtig ist und dass einzelne Sorten desselben in bezug auf bestimmte Eigenschaften sogar Tiegelgussstahl noch zu übertreffen vermögen. Im Laboratorium des Arsenals zu Woolwich wurden auch Proben mit elektrisch hergestellten Stahlsorten ausgeführt, die Vergleiche mit *Mushet*s Stahl bezweckten, und es ergab sich auch hier eine Bestätigung des eben Gesagten. Ohne auf die vielen interessanten Einzelheiten einzugehen, sei nur erwähnt, dass sich die besten Resultate mit elektrischem Stahl ergaben, der 1,100—1,300 v. H. Kohlenstoff enthielt.

Tabelle 2.

Zerreissversuche mit Gysinger Elektrostahl (Prof. Tetmajer). Material Vierkanteisen.

Probe No.	Kohlenstoffgehalt v. H.	Abmessungen			Spannungen kg/qmm				Bruchdehnung S v. H.	Querschnittsverminderung v. H.	Bruchgefüge
		Durchmesser mm	Querschnitt qmm	Masslänge mm	Elastizitätsgrenze σ_P	Elastizitätsmodul E	Streckgrenze σ_S	Bruchgrenze σ_B			
1	1,10	20	314	200	47,8	21 700	50,3	83,2	4,5	12	sehr feinkörnig, strahlig, Kern dunkel matt.
5	0,70	18	254	180	39,4	20 500	43,1	88,6	10,2	22	körnig, Kern schwammig.
6	0,70	18	254	180	59,5	20 800	67,5	80,5	4,3	32	feinkörnig mit matten Stellen.
10	1,70	18	254	180	55,2	20 709	61,8	85,5	2,3	4	feinkörnig, strahlig, mit matter Stelle.

Tabelle 3a.

Erzeugung von Roheisen.

	Verfahren *Héroult*	Verfahren *Keller* Grosse Charge	Verfahren *Keller* Kleine Charge
Gesamtverbrauch in Kilowattstunden	3280	33 700	10 840
Gesamtverbrauch in Pferdekraftjahren	0,51	5,23	1,69
Ausbeute an Roheisen in Kilogrammen	969	9868	6692
Verbrauch f. d. Tonne Roheisen in Kilowattstunden	3380	3420	1620
Verbrauch f. d. Tonne Roheisen in Pferdekraftjahren	0,525	0,53	0,25
Kosten der elektrischen Energie f. d. Tonne Roheisen (das Pferdekraftjahr zu M. 42,50)	22,31	22,53	10,63

Tabelle 3b.

Erzeugung von Stahl.

	Verfahren *Kjellin* Charge 546	Verfahren *Kjellin* Charge 547	Verfahren *Héroult* Charge (kalter Einsatz)	Verfahren *Héroult* Charge (kalter Einsatz)	Verfahren *Héroult* Charge (heisser Einsatz)	Verfahren *Keller*
Gesamtverbrauch in Kilowattstunden	857	994	1410	2580	1680	1325
Gesamtverbrauch in Pferdekraftjahren	0,133	0,154	0,219	0,40	0,261	0,206
Ausbeute an Stahl in Kilogrammen	1030	955	1283	2341	2341	1650
Verbrauch f. d. Tonne Stahl in Kilowattstunden	832	1040	1100	1100	718	804
Verbrauch f. d. Tonne Stahl in Pferdekraftjahren	0,13	0,16	0,17	0,17	0,111	0,125
Kosten der elektrischen Energie f. d. Tonne Stahl	6,52	6,80	7,23	7,13	4,72	5,31

Massenherstellung aufgebaut und zwar für eine Tagesproduktion von 30 resp. 36 Depots. Es sind daher gewöhnliche Eisen- und Schrottqualitäten eingesetzt, so dass das Produkt auch nicht Tiegelstahl, sondern Martinstahl mit einem gewissen Qualitätsvorsprung entspricht. Abgesehen davon braucht der grössere Ofen weniger Kraft f. d. Tonne (600 bezw. 500 Kilowattstunden, weniger Verschleiss an Ofenfutter (0,43 bezw. 0,36 M.) und weniger Löhne.

Das Verfahren von Keller.

Auch dieses unterlag einer eingehenden Prüfung von Seiten der kanadischen Kommission, ohne dass sich jedoch bei demselben besondere neue Gesichtspunkte, die nicht schon in der früher erwähnten Abhandlung enthalten sind, ergeben hätten. Es sei nur erwähnt, dass in Gegenwart der Kommission in der Anlage zu Livet die verschiedensten sauren und basischen Prozesse durchgeführt wurden, die alle zufriedenstellende Resultate ergaben. In bezug auf die Preisangaben, die von *Keller* gemacht wurden, fand jedoch die kanadische Kommission eine kleine Differenz. Während *Keller* die Gestehungskosten einer Tonne Stahl mit 45,52 M. angibt, stellte sie die Kommission mit 51,21 M. fest, wobei der Preis des elektrischen Pferdekraftjahres zu 42,50 M. angenommen ist, ein Preis, der bei der Erzeugung aus Wasserkräften als vollkommen angemessen und den jetzigen Verhältnissen entsprechend bezeichnet werden muss.

Kraftverbrauch und Kosten der einzelnen Prozesse.

Auf Grund der Feststellungen der kanadischen Kommission ergeben sich die in den Tabellen 3a und 3b zusammengestellten Zahlen für den Kraftverbrauch und für die Kosten der einzelnen Prozesse sowohl bei der Erzeugung von Roheisen, wie bei der von Stahl. Da nach dem *Kjellin*schen Prozess gegenwärtig nur Stahl erhalten wird, so sind auf die Roheisenerzeugung bezügliche Angaben in die hierfür aufgestellte Tabelle nicht eingesetzt. Die Tabellen zeigen vor allem, dass je nach dem Grade der Vorwärmung, der Temperatur des Einsatzes und den sonstigen äusseren Verhältnissen der Energieverbrauch und damit die Kosten innerhalb gewisser Grenzen schwanken können. Es sind deshalb bei der Aufstellung derselben überall da, wo derartige Verhältnisse einen Einfluss geltend machen können, insbesondere also bei der Stahlbereitung nach dem Prozesse *Héroult*, wo entweder heisser Einsatz (Roheisen) oder kalter Einsatz (Eisenschrott) Verwendung finden kann, stets die jeder einzelnen dieser Abänderungen entsprechenden Zahlen angegeben. Das Pferdekraftjahr ist wieder mit 42,50 M, angenommen; es ist also als Kraftquelle Wasserkraft vorausgesetzt, die ja für die sämtlichen hier besprochenen Prozesse und Ofenkonstruktionen einzig und allein in Frage kommen kann, da sich die Erzeugung der Kraft aus Kohle bei ihnen zu teuer stellen würde.

Untersuchungen über den Einfluss der Erde bei der drahtlosen Telegraphie.

Von Dr. **J. S. Sachs**, Frankfurt a. M.

(Fortsetzung statt Schluss von S. 462 d. Bd.)

Tabelle I.

Einfluss der gegenseitigen Lage der Antennen und Platten.

Entfernung zwischen den Apparaten 30 Meter. Höhe über Erde 1 Meter.

Versuch-No.	Lage der Antennen und Platten [7]		Ausschläge
	Geber	Empfänger	
1			71
2			98
3			9
4			5
5			12
6			16
7			165
8			53

Aus den Ergebnissen, Tab. 1, ist einerseits die bekannte Tatsache zu entnehmen, dass senkrechte Antennen und auch Platten günstiger wirken als wagerechte; ferner 1. dass *das Strahlungsvermögen einer Antenne grösser ist als dasjenige einer Platte;* endlich 2. dass *die Lage der Geber- und Empfängerwicklung zur Antenne von grossem Einfluss ist.*

Um die zu 1. und 2. gemachten Bemerkungen genauer zu untersuchen, wurden noch folgende Versuche bei verschiedenen Höhen über Erde und 30 m Entfernung angestellt.

Zu 1.: Geber und Empfänger wurden in die Lage gebracht wie bei Versuch 7, Tab. 1, und einmal mit Platte nach unten, das andere Mal mit Antenne nach unten versehen.

Tabelle 2.

No.	Oben und unten mit Antenne	Oben mit Antenne, unten mit Platte
1	150	50
2	300	84

Nach den Ergebnissen, Tab. 2, ist *das Strahlungsvermögen eines Systems mit zwei Antennen demnach drei- bis viermal so gross als dasjenige eines Systems mit nur einer Antenne und einer Platte.* [8])

Zu 2.: Schon aus dem Vergleich der Zusammenstellung in Tab. 1 und zwar der No. 2 und 7 muss der erhebliche Unterschied auffallen, welcher zwischen den

[7]) Hierbei bedeutet | Antenne, ▬ Platte, ⁝ resp. ⋰ die Lage der Wicklung des Gebers resp. Empfängers.

[8]) Viermal so grosse Energie am Thermoelement des Empfängers wäre auch bei Anwendung von je zwei Antennen zu erwarten gewesen nach der Ueberlegung, dass ein Sender mit zwei Antennen zweimal soviel Energie aussendet und ein gleicher Empfänger mit zwei Antennen die doppelte Energie aufnimmt, als wenn die beiden Apparate nur mit je einer Antenne und je einer Platte versehen wären.

beiden sonst gleichen Anordnungen herrscht. Die Versuche, Tab. 3, bei denen in jeder Reihe immer abwechselnd und in unmittelbarer Folge mit den beiden verschiedenen Anordnungen gearbeitet wurde und deren Werte immer das Mittel aus sechs Ablesungen darstellen, *beweisen, dass bei jeder Lage der Antennen die Wicklung des Tesla-Transformators in einer Vertikalebene zur Anteune liegen soll.*

Tabelle 3.

Reihe No.	Versuch-No.	Ausschläge bei der Versuchsanordnung	
		a	b
1	1	—	192
	2	34	—
	3	—	157
	4	53	—
	5	—	137
2	1	65	—
	2	—	174
	3	67	—
	4	—	165
	5	62	—
3	—	25	46

Die Erklärung dieser Erscheinung dürfte wohl darin zu suchen sein, dass bei der Versuchsanordnung *a* eine Verzerrung der Welle erfolgt, die um so stärker sein muss, je mehr wir uns dem Stromknoten nähern.

Bei der Anordnung *a* liegen die magnetischen Kraftlinien der Spule in einer Ebene mit den Kraftlinien der Antenne und müssen sich daher gegenseitig verzerren; bei der Anordnung *b* stehen die Kraftlinien in zwei zueinander senkrechten Ebenen und beeinflussen sich nicht.

Da auf dem Vorhofe sich in einer Reihe drei grosse und dazwischen ein kleinerer Zwetschgenbaum befanden, die im vollen Laube standen, so lag es nahe, den *Einfluss der belaubten Bäume* zu untersuchen. Leider musste man sich hierbei auf sehr kleine Entfernungen beschränken, da man sonst einerseits an das Universitätsgebäude, anderseits zu nahe an eine Böschung geraten wäre und dadurch die Versuche zu unrein gestaltet hätte.

Aus den Versuchen scheint hervorzugehen, dass ein Baum im trockenen Zustande sich ziemlich neutral verhält. Dagegen scheint sich das Verhalten der Bäume zu ändern, wenn sie feucht werden und gewissermassen in direktem Verhältnis zu der aufgenommenen Feuchtigkeit. Sie scheinen dann als Leiter zu wirken und zwar als umso bessere, je feuchter sie sind.

Die Rolle der *Erde als Kapazitätsersatz* wurde durch folgenden Versuch, Tab. 4, geprüft. Die Erdverbindung wurde so hergestellt, dass statt der Platte ein Draht von 2 mm Durchmesser mit einer angelöteten Platte von 30 × 20 cm Kantenlänge tief in Erde eingegraben wurde.

Das Nachlassen in der Wirkung bei Spalte 4 gegenüber der bei Spalte 1 und 5 tritt scharf hervor.

Dieser Versuch entspricht zwar nicht vollkommen der Anordnung, wie sie bei der drahtlosen Telegraphie verwendet wird, denn danach müsste der Erddraht von der Mitte der Spule abgeleitet werden, als von einem angeblichen ausgesprochenen Potentialknoten. Trotzdem kann er als vollgültig angesehen werden, da ein Potentialknoten in der Mitte der Spule nur dann auftreten kann, wenn die beiderseitigen Kapazitäten sich gleich sind.

Der Unterschied von Spalte 2 und 3 dürfte darauf zurückzuführen sein, dass im ersteren Falle das Zustandekommen einer richtigen Welle nicht beeinträchtigt wurde.

Um nun den *Einfluss* zu prüfen, den die *Erde auf die Fortpflanzung der Energie* ausübt, wurden die nachstehenden Versuche unternommen. Dabei wurde von dem Gesichtspunkt ausgegangen, dass, wenn die Erde einen Einfluss ausübt, dieser sich mit der Entfernung über der Erde ändern muss. Zuerst wurden daher die Entfernungen d. h. die Höhen in kleinem Masstabe verändert, dann in etwas grösseren Stufen. Zu letzterem Zwecke wurden zwei etwa 5 m hohe Holzgestelle gebaut, die leicht transportabel waren und durch je vier Schnüre seitlich gehalten wurden. Auf die seitlich von $^1/_2$ zu $^1/_2$ m angebrachten Streben wurden nun Holzbretter gelegt und darauf die in Holzkästen eingebauten Apparate gestellt. Es erwies sich nun leider, dass die Aufstellung der Apparate bereits bei einer Höhe von 4 m so umständlich und zeitraubend war, dass vom Bau eines noch höheren Turmes abgesehen werden musste.

Jeder Versuch wurde so unternommen, dass zuerst von der niedrigsten Lage ausgegangen worden ist und allmählich die höchste Lage erreicht, dann wieder in denselben Zwischenstufen zu der ursprünglichen Ausgangsstellung zurückgekehrt wurde.

Es wurde davon abgesehen, alle Ausschläge auf einen gemeinschaftlichen Masstab zurückzuführen, da nicht alle Versuche miteinander gut vergleichbar sind. Wo dies angängig ist, ist es in den graphischen Darstellungen, Fig. 4 und 5, geschehen. In Tab. 5 sind nur die jeweiligen Vorschaltswiderstände angegeben und es sei bemerkt, dass der Ausschlag des Galvanometers sich bei vorgeschalteten 150 gegen 20 und 0 Ohm, Tab. 6, wie 1 : 4 : 24 verhält. Vor dem Standard waren jeweils 20 Ohm vorgeschaltet.

Tabelle 4.

Geber und Empfänger in 30 Meter Entfernung.

1 Meter über Erde.

1	2	3	4	5
Geber, Empfänger } mit Platten	Geber mit Platte, Empfänger an Erde	Geber an Erde, Empfänger mit Platte	Geber, Empfänger } an Erde	Geber, Empfänger } mit P.atten
240	160	95	116	240

Tabelle 5.

Bemerkungen zu den Versuchen Fig. 4 und 5 über den Einfluss der Erde auf die Fortpflanzung der Energie.

Versuch-No.	Anordnung des Gebers und Empfängers	Entfernung zwischen Geber und Empfänger	Vorgeschaltet vor den Empfänger	Bemerkungen
1	Auf dem Versuchsfelde sind Bäume vorhanden.	10 Meter	20 Ohm	Empfänger und Geber gleich hoch.
2		30 „	0 „	„
3		10 „	20 „	Nur Empfänger in die Höhe.
4		10 „	20 „	Nur Geber in die Höhe.
5	Bäume entfernt.	30 „	20 „	Empfänger und Geber gleich hoch.
6		30 „	20 „	„
7		30 „	20 „	„
8		30 „	20 „	„
9		30 „	150 „	„

An den Ergebnissen, Fig. 4 und 5, fällt folgendes auf:

1. Die Uebertragung ist günstiger, wenn man höher über der Erde ist (s. Fig. 4).
2. Der Standard zeigt bei etwa 1 m über Erde (s. Fig. 5) ein ausgesprochenes Minimum.
3. Das Resultat der Uebertragung äussert sich anders, je nachdem man nur mit dem Geber, Versuch 4, oder nur mit dem Empfänger, Versuch 3, in die Höhe geht.

Berücksichtigt man zunächst nur 1 und 2, so kann für diese Erscheinungen eine Erklärung gegeben werden,

Tabelle 6.

Geber und Empfänger gleichmässig hoch.
Entfernung 30 Meter, ohne Bäume.
Vorgeschaltet 0 Ohm.

Höhe über Erde	Standard	Empfänger	E/St.
150 cm	77	22	0,286
400 „	90	116	1,29
400 „	73	110	1,51
150 „	61	16	0,26

wenn man die Erde als ein stark absorbierendes und schwach spiegelndes Medium auffasst. Die Absorption macht sich schon in viel höheren Regionen über Erde bemerkbar als die Spiegelung. Ganz besonders deutet 2 darauf, denn das erwähnte Minimum kann kaum auf einem Zufall beruhen: es sind nach dieser Richtung zu viele Versuche unter jedesmaliger Aenderung der Anordnung gemacht worden.

Man könnte sich daher die Sache etwa so deuten, dass bei Annäherung an die Erde die Dämpfung wächst und daher die direkte Wirkung auf den Standard sinkt. Nähert man sich der Erde auf etwa 1 m, so fängt die Spiegelung an ihren Einfluss auszuüben und hebt (in bezug auf den Standard) zum Teil die abschwächende Wirkung der Absorption auf. An der Stelle, wo die Spiegelung zu wirken beginnt, müsste dann ein Minimum auftreten.

Wäre die Spiegelung stark, so müsste in entsprechender Höhe eine Umkehr der Uebertragungssteigerung erfolgen, etwa im Sinne der Versuche No. 5 und 7. Wahrscheinlich erscheint mir jedoch eine derartige Umkehr nicht und ich bin eher geneigt, da keiner der sonstigen Versuche auf eine starke Spiegelung deutet, sie auf Beobachtungsfehler zurückzuführen, umsomehr, da ich bei anderen Versuchen bei etwa 53 m Entfernung und 3 m über Erde einen Ausschlag von 220 mm hatte, bei etwa 92 m Entfernung einen solchen von 148 mm (beides in der Aequatorebene) und einen Ausschlag von 193 mm zu verzeichnen hatte, als ich den Geber auf einen etwa

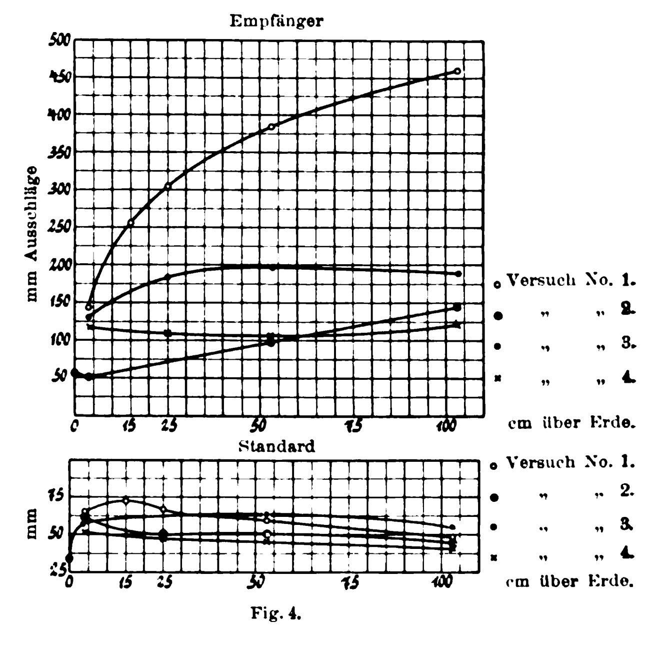


Fig. 4.

25 m hohen Turm und den Empfänger 3 m über Erde gestellt hatte, so dass die Luftlinie zwischen den Apparaten etwa 62 m betragen hat.

Gegen eine stärkere Spiegelung der Erde spricht auch der Versuch mit wagerechten Antennen. Die Ablesungen bei 1,5 m über Erde und 4 m über Erde verhalten sich etwa wie 1 : 6, während bei allen Versuchen mit senkrechten Antennen unter gleichen Umständen das Verhältnis 1 : 2 nicht überschritten wird. Das scheint daher auch darauf zu deuten, dass bei entsprechender Höhe über Erde wagerechte Antennen keinesfalls ungünstiger wirken als senkrechte.

Aehnlich wäre auch der nachfolgende Versuch zu deuten. Der freie Platz vor dem Institut ist von einer

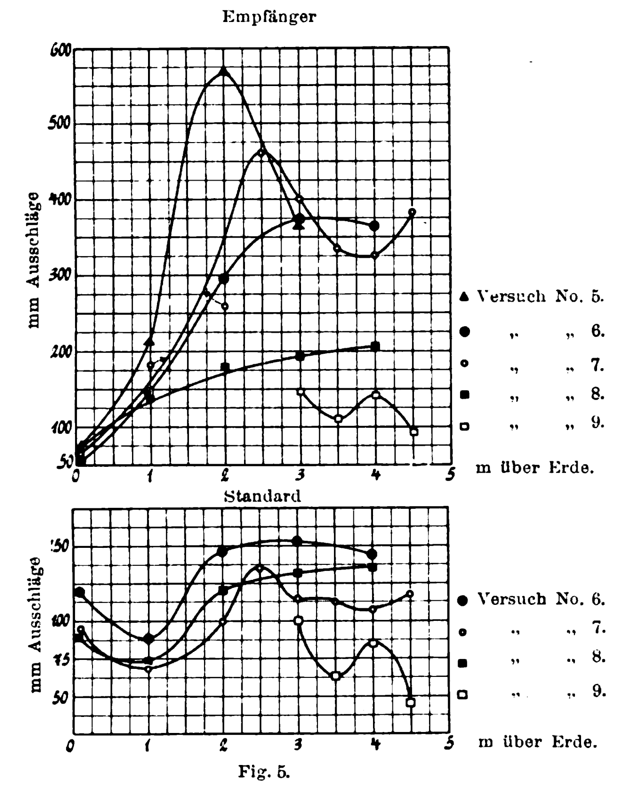


Fig. 5.

Seite durch eine etwa 2 m hohe Böschung begrenzt. Wie stark letztere die Wirkung schirmt, ist aus Tab. 7 ersichtlich.

Hier lagen die Verhältnisse zum Teil ähnlich wie im vorher besprochenen Falle, indem die Erdoberfäche parallel zur unteren Antenne verlief.

Mag man nun die Erklärung der geschilderten Ergebnisse gutheissen oder nicht, das Eine dürfte wohl durch die Versuche als bewiesen angesehen werden: entfernt man sich mit dem Geber und dem Empfänger von der Erde, so wird das Ergebnis der Uebertragung günstiger. *Die Auffassung vieler, als ob die Erde die Uebertragung begünstigt, ja sogar sie überhaupt erst ermöglicht, dürfte nun entschieden widerlegt sein.*

Andeutungen nach dieser Richtung finden sich vielfach in der Literatur, aber nur *Lecher* [9]) gibt eine Erklärung seiner Auffassung. *Lecher* äussert, dass am Fusspunkte einer senkrechten Antenne die Erde sozusagen elektrisiert wird und dadurch bei der Uebertragung von Wellen die Hauptrolle spielt. Die von mir gemachten Versuche scheinen mir der Auffassung von *Lecher* geradezu zu widersprechen. Sollte wirklich die Fortpflanzung der elektromagnetischen Energie durch Elektrisierung der Erdoberfläche erfolgen, so müsste unter allen Umständen

1. bei steigender Höhe das Resultat abnehmen,
2. ein zwischen Geber und Empfänger gelegter Draht als vollkommener Leiter sozusagen die ganze Uebertragung selbst übernehmen.

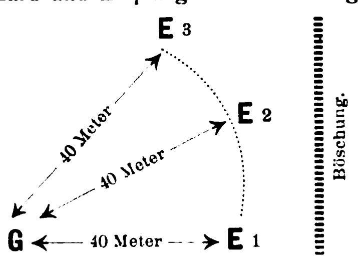
Nun zeigen aber die von mir gemachten Versuche
zu 1. das gerade Gegenteil,
zu 2. keinerlei nennenswerten Einfluss des Drahtes (siehe oben).

Dr. *A. Koepsel* hat sich gleichfalls mit der Rolle der Erde bei der drahtlosen Telegraphie befasst [10]) und zwar

Tabelle 7.

Geber und Empfänger 3 Meter ü. E. in 40 Meter Entfernung voneinander.

Vor Standard und Empfänger 20 Ohm vorgeschaltet.



Beobachtungspunkt	Standard	Empfänger	Entfernung von der Böschung
1	120	265	5 Meter
2	120	300	10 „
3	120	550	20 „

aus Anlass der ersten Mitteilungen, dass es *Marconi* gelungen war, zwischen England und Amerika Nachrichten auszutauschen. Er weist zunächst darauf hin, dass es im Bereich der Möglichkeit liegt, die Erdkugel in Resonanz zu bringen und äussert die Meinung, dass *Marconi* möglicherweise dies bis zum gewissen Grade erreicht hat, so dass sich dann die Ozeantelegraphie als Telegraphie unter Vermittlung der Erde entpuppen würde. Meine Versuche beantworten diese Frage der Telegraphie auf so grosse Entfernungen natürlich nicht. Wenn es sich um Entfernungen handelt, wo die Antennenlänge gegenüber der Erdkrümmung klein ist, wäre es nicht ausgeschlossen, dass die Erde bei Uebertragung von elektrischen Wellen eine gewisse Rolle spielt. Ob allerdings in dem von Dr. *Koepsel* angedeutetem Sinne, ist noch eine andere Frage, die auf alle Fälle ohne entsprechende Versuche nicht zu lösen wäre. Sehen sich aber die Apparate bezw. ist die Antennenlänge mit der Erdkrümmung vergleichbar, dann ist, wie meine Versuche es bewiesen haben, die Erde für die Uebertragung nicht nötig.

(Schluss folgt.)

[9]) *E. Lecher.* Ueber künstliche Elektrisierung der Erdkugel. Phys. Zeit 4, S. 320. 1903.

[10]) Dr. *A. Koepsel.* Spielt die Erde bei der drahtlosen Telegraphie eine wesentliche Rolle? D. p J. 1903, Bd. **318**, S. 385 ff.

Bücherschau.

Das elektrische Bogenlicht, seine Entwicklung und seine physikalischen Grundlagen. Von *Walther Biegon von Czudnochowski*, Ingenieur. Erste, zweite und dritte Lieferung mit 86 Abbildungen im Text und 63 Tabellen. Leipzig, 1904 und 1905. S. Hirzel.

Die bis jetzt erschienenen drei Lieferungen dieses auf einen Umfang von sechs Lieferungen, zu je annähernd sechs Druckbogen, berechneten Werkes lassen bereits über dessen Gesamtwert ein einigermassen zutreffendes Urteil fällen, da anzunehmen ist, dass der Verfasser auch in den folgenden Heften den von ihm gewählten Weg der Behandlung treu einzuhalten bestrebt sein wird.

Mit dem in Rede stehenden Werke soll ein Ueberblick über alles dem elektrischen Bogenlicht Zugehörige gebracht werden,



wodurch es eine vollständige Monographie, ein Hand- und Nachschlagebuch wird. Der Stoff ist historisch-kritisch behandelt. Die Anwendung des Grundsatzes, aus der Reihe der Einzelfortschritte den Gang der Entwicklung abzuleiten, brachte es mit sich, dass auch der physikalische Teil nicht vernachlässigt werden konnte und vielfach selbst auf exakte Forschungen eingegangen werden musste. Das erste Heft, welches in sich abgeschlossen erscheint und als Einleitung für das gesamte Werk zu betrachten ist, behandelt die Stellung des Bogenlichtes im Vergleich zu den anderen künstlichen Lichtquellen. Beschränkt sich naturgemäss nicht allein auf die vergleichenden Vorführungen der verschiedenen Lichtquellen, sondern es dringt näher in das Wesen des Lichtes ein und bringt die Ergebnisse der physikalischen Forschungen zur Vorführung. Die zweite und dritte Lieferung behandeln die Entwicklung des Bogenlichtes und ist diese hiermit noch nicht abgeschlossen. Der Inhalt des Werkes ist äusserst reich und zeigt, dass der Verfasser die einschlägige Literatur genau kennt. Es finden sich manche bemerkenswerte Konstruktionen vorgeführt, die vielen mit dem Gegenstande gut Vertrauten ziemlich unbekannt sein dürften.

Es wäre jedoch verfehlt, dieses Werk als eine Art Kompilation anzusehen, denn die Art und Weise der Sichtung, Verarbeitung und logischen Verbindung des mitunter spröden Stoffes, sowie auch der Darstellung zeugt nicht nur von guter philosophischer Schulung des Verfassers, sondern auch für eine kräftige Individualität, die ihre eigenen Wege zu gehen weiss. Es durchweht sonach die ganze Arbeit ein frischer, freier Zug, der das Lesen zu einer hervorragend anregenden gestaltet. Erfüllen demnach die noch ausständigen Hefte das Versprechen der bereits erschienenen, so bildet das Ganze umsomehr ein Werk von zweifellosem und dauerndem Werte, als die Ausstattung eine vorzügliche ist und die Abbildungen, wenn auch anscheinend etwas roh, durch ihre Plastizität die Darstellung auf das kräftigste unterstützen. *A. Prasch.*

Schutz von Eisenkonstruktionen gegen Feuer. Von *H. Hagn.* Mit 163 Figuren im Text. Berlin, 1904. Julius Springer.

Die vorliegende Schrift gibt eine Zusammenstellung der verschiedenen, zum Schutze gegen Feuersgefahr vorgeschlagenen Baukonstruktionen, wie deren Anwendung bei Eisenbauten für Wohn-, Fabrik- oder Lagerzwecke heute unentbehrlich ist. Zahlreiche Abbildungen erläutern die verschiedenen Bauweisen. Der Leser von „Dinglers Journal" findet in diesem Buche wohl kaum etwas wesentlich neues, da in dieser Zeitschrift häufig über diesen Zweig der Bautechnik ausführlich berichtet worden ist; indessen wird es immerhin wünschenswert sein, alles hierher gehörige Material in einem Bändchen vereinigt zu finden.

Der am Schlusse des Buches sich findende Anzeigenanhang wäre im Interesse der Sache wohl besser weggeblieben Wenn ein solcher Anhang auch tatsächlich zu dem Texte in keiner Beziehung steht, so erweckt er doch immerhin leicht einen ungünstigen Eindruck. Dies sollte nicht nur im Interesse des Verfassers, sondern auch in dem des Verlegers in diesem und in allen ähnlichen Fällen stets beachtet werden. *Rauter.*

Maschinen zur Bearbeitung des Holzes. I. Band, I. Teil. Von *Paul v. Denffer*, Adjunkt-Professor am Polytechnikum in Riga. Riga, 1905. G. Löffler.

Das 338 Seiten starke, vorerst nur in russischer Sprache erschienene Buch, dem ein Atlas von 15 Tafeln angefügt ist, verdient schon deswegen eine Besprechung in dieser Zeitschrift, weil in demselben eine Arbeit deutschen Ursprungs vorliegt, zu deren Fertigstellung ausschliesslich deutsche Kräfte und deutsche Intelligenz herangezogen worden sind. Neben den beiden deutschen Namen des Verfassers wie der Verlagsbuchhandlung entnehmen wir dem Vorworte des Verfassers, dass das Verdienst um die gewissenhafte und überaus saubere Ausführung der Tafelnzeichnungen seinem Assistenten, Ingenieur *Hermann Dolt*, zukommt, dem auch wir unsere Anerkennung nicht vorenthalten wollen. In diesen Zeichnungen aber begrüssen wir nicht ohne Genugtuung das geistige Produkt vieler uns wohlbekannten, heimatlichen Firmen: *F. W. Hofman* in Breslau, *E. Kiessling & Co.* in Leipzig-Plagwitz, *C. L. P. Fleck Söhne* in Berlin-Reinickendorf, *Gebr. Schmaltz* sowie *Friedr. Schmalz* in Offenbach a. M., *Pflüger & Steinert* und *Rud. Kölle* in Esslingen, *J. D. Dominicus & Söhne* in Remscheid-Vieringhausen. Allen diesen Firmen gebührt Anerkennung für die Liberalität ihrer Gesinnung. Die Ausführung der Tafeln, sowie der Textabbildungen und überhaupt die ganze Ausstattung und der Druck des Werkes ist eine anerkennenswerte Leistung der lithographischen Kunstanstalt *A. Grosset* in Firma *F. Deutsch* in Riga. Fügen wir noch hinzu, dass der Verfasser es für zweckmässig und angebracht erachtet hatte, bei seinen rechnerischen Darlegungen sich auf das deutsche Taschenbuch des akademischen Vereins *„Hütte"* zu beziehen und auf die anerkannten Regeln in demselben zu verweisen mit der Begründung, dass dieses Taschenbuch auch in russischen technischen Kreisen eine umfangreiche Verwendung findet, so dürfen wir es aussprechen, dass wir es hier mit einem deutschen Buche zu tun haben, welches der Verfasser, ein Lehrer an einer seit kurzer Zeit russisch gewordenen technischen Hochschule, vorerst in russischer Sprache hat erscheinen lassen. Die vom Verfasser bekundete Absicht, sein Buch in nächster Zukunft auch in deutscher Sprache herauszugeben, können wir nur freudig begrüssen, einmal deswegen, weil auch unsere deutsche, spezielle Fachliteratur über Holzbearbeitungsmaschinen eine Bereicherung durch die vorliegende ernste und neuzeitliche Arbeit erfahren dürfte und das andere Mal, weil hierbei die deutsche Industrie für Holzbearbeitungsmaschinen eine gute Gelegenheit erhalten würde, die speziellen Bedürfnisse eines Landes kennen zu lernen, das bei seinen ausgedehnten Waldbeständen wohl den grössten Bedarf an Sägen und anderen Schneidwerkzeugen und Maschinen für Holzbearbeitung aufweisen dürfte. Die vorliegende Arbeit verdankt aber ihren Ursprung der Erkenntnis des mit diesem Zweige der Industrie genau vertrauten Verfassers, dass die Holzbearbeitungsmaschinen für den wirtschaftlichen Aufschwung Russlands einen der wichtigen Faktoren bilden werden.

In dem ersten Teile sind zunächst die schneidenden Werkzeuge, sowie ihre Bewegungsverhältnisse behandelt und danach eine Gruppierung des Stoffes in Sägen, rotierende Messer, Bohrer, langsam bewegte und unbewegten Werkzeuge getroffen. Entsprechend dieser Gruppierung finden auch die mit den betreffenden Werkzeugen ausgerüsteten Maschinen ihre Behandlung, so dass der I. Band noch die Sägemaschinen enthalten soll. Von den letzteren sind in dem zur Ausgabe gelangten Teil nur die Sägemaschinen mit ungespanntem Blatt erledigt, während die mit gespanntem Blatt arbeitenden Maschinen in dem im Herbst d. J. zur Ausgabe gelangenden zweiten Teil Aufnahme finden sollen. Wenngleich erst nach Vollendung des ganzen, umfangreich angelegten Werkes ein abschliessendes Urteil über dessen Bedeutung sich gewinnen lassen wird, so lässt doch der vorliegende I. Teil schon erkennen, dass man es hier mit einer ernsten und gewissenhaften Arbeit eines Fachmannes zu tun hat, der man rückhaltlos die ihr zukommende Anerkennung zollen muss. Angenehm berührt den Leser die klare und dabei so bündige Ausdrucksweise des Verfassers, der die russische Sprache meisterhaft beherrscht.

W. Pickersgill.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Sprengmittel und Sprengarbeit beim Bau des Simplontunnels. Vortrag, gehalten im Polytechniker-Ingenieurverein am 2. Februar 1905 von *Bruno Zschokke*, Privatdozent am Eidgenössischen Polytechnikum, Adjunkt der Schweizerischen Materialprüfungsanstalt Zürich. Zürich, 1905. E. Speidel. Preis geh. 2 M.

Ueber die Einrichtungen zur Entstaubung der Braunkohlen-Brikettfabriken. Von *L. Seemann.* Mit 15 Abb. Freiberg i. S., 1905. Graz & Gerlach (Joh. Stettner). Preis geh. 1 M.

Kritische Blätter für die gesamten Sozialwissenschaften. Bibliographisch-kritisches Zentralorgan. Herausgegeben von Dr. *Hermann Bock* in Berlin in Verbindung mit Dr. *Hans Dorn* in München und Dr. *Othmar Spann* in Berlin. Januar, 1905. Dresden. O. V. Böhmert.

Die Patentgesetze aller Völker. Herausgegeben von *Josef Kohler*, Professor an der Universität Berlin und *Maximilian Mintz*, Patentanwalt in Berlin. Band I, Lieferung 1. Berlin, 1905. J. Guttentag.

Taschenbuch des Patentwesens. Sammlung der den Geschäftskreis des kaiserlichen Patentamtes berührenden Gesetze und ergänzenden Anordnungen nebst Liste der Patentanwälte. Amtliche Ausgabe Mai 1905. Berlin. Carl Heymann.

Soll die Staatsgebühr für Patente nach dem daraus erzielten Gewinn berechnet werden, und ist die Patentdauer über 15 Jahre hinaus zu verlängern? Vorschläge zur Aenderung des Patentgesetzes von *Georg Neumann*, Patentanwalt in Berlin. Berlin, 1905. Georg Siemens. Preis 1,20 M.

Amerikanische Dampfturbinen. Erweiterung eines am 2. Februar 1905 im Württembergischen Ingenieur-Verein gehaltenen Vortrages. Von *A. Bantlin*, Professor an der Kgl. Technischen Hochschule zu Stuttgart. Mit 104 Abb. Stuttgart, 1905. Alfred Kröner. Preis geh. 3 M.

Entwerfen und Berechnen der Dampfmaschinen. Ein Lehr- und Handbuch für Studierende und angehende Konstrukteure. Von *Heinrich Dubbel*, Ingenieur. Mit 388 Abb. Berlin, 1905. Julius Springer. Preis geb. 10 M.

Zwangläufige Regelung der Verbrennung bei Verbrennungsmaschinen. Von Dipl.-Ing. *Carl Weidmann*, Assistent an der Hochschule zu Aachen. Mit 35 Abb. und 5 Tafeln. Berlin, 1905. Julius Springer. Preis geh. 4 M.

Das Entwerfen und Berechnen der Verbrennungsmotoren. Handbuch für Konstrukteure und Erbauer von Gas- und Oelkraftmaschinen. Von *Hugo Güldner*, Oberingenieur, Direktor der Güldner-Motoren-Gesellschaft zu München. Zweite, bedeutend erweiterte Auflage. Mit 800 Abb. und 30 Tafeln. Berlin, 1905. Julius Springer. Preis geb. 24 M.

Instrumente zur Messung der Temperatur für technische Zwecke. Von *Otto Bechstein*, Ingenieur. Mit 61 Abb. Hannover, 1905. Gebr. Jänecke. Preis geh. 1,40 M.

Die Gesetze, Verordnungen und Verträge des Deutschen Reiches betreffend den Schutz der gewerblichen, künstlerischen und literarischen Urheberrechte. Vollständige Textausgabe mit ausführlichem Sachregister und verweisenden Anmerkungen. Von Dr. *Gustav Rauter*, Patentanwalt in Charlottenburg. Hannover, 1905. Gebr. Jänecke. Preis geh. 8 M.

Träger-Tabelle. Zusammenstellung der Hauptwerte der von den deutschen Walzwerken hergestellten I- und ⊏-Eisen. Nebst einem Anhange: **Die englischen und amerikanischen Normalprofile.** Herausgegeben von *Gustav Schimpff*, Regierungsbaumeister. München und Berlin, 1905. R. Oldenbourg. Preis geb. 2 M.

Vom Romanischen bis zum Empire. Eine Wanderung durch die Kunstformen dieser Stile. Von *Anton Genewein*, Kgl. Prof., Direktor der städt. Gewerbeschule a. d. Luisenstrasse in München. Leipzig. 1905. Rothbarth. Preis 2 M.

Entwerfen und Berechnen von Heizungs- und Lüftungsanlagen. Von *Otto Wieprech*, Ratsingenieur, Breslau. Dritte Auflage. Halle a. S., 1905. Carl Marhold. Preis geb. 3 M.

Lehrbuch der Mechanik. In elementarer Darstellung für technische Mittelschulen und höhere Lehranstalten, insbesondere zum Selbstunterricht mit Rücksicht auf die Zwecke des praktischen Lebens. Als fünfte Auflage der Einleitung in die Mechanik. Von *H. B. Lübsen*, bearbeitet von Prof. Dr. *A. Donadt.* Mit 227 Abb. Leipzig, 1905. Friedrich Brandstetter. Preis geh. 9 M., geb. 9,50 M.

Leitfaden des Wasserbaues. Zum Selbstunterricht, für den Gebrauch in der Praxis und als Lehrbuch für Fachschulen. Von *C. Schiffmann*, Bauingenieur und Oberlehrer am Technikum der freien Hansastadt Bremen. Mit 605 Abb. und 8 Tafeln. Leipzig, 1905. J. J. Weber.

Wilda Diagramm- und Flächenmesser. Vollständiger Ersatz für das Planimeter zum schnellen und genauen Ausmessen beliebig begrenzter Flächen, Dampfdiagramme usw. Hannover. Gebr. Jänecke. Preis 2 M.

Die Kurbelstickmaschine. Von *A. Spremberg*, Ingenieur, Berlin. Leipzig, 1905. L. A. Klepzig. Preis geh. 2,50 M.

Jahrbuch der Automobil- und Motorboot-Industrie. Im Auftrage des Deutschen Automobil-Verbandes. Herausgegeben von *Ernst Neuberg*, Zivilingenieur. Zweiter Jahrgang. Mit 867 Abb. und 1 Tafel. Berlin, 1905. Boll & Pickhardt. Preis geb. 12 M.

Le four electrique son origine, ses transformations et ses applications. Forces naturelles. Electrométallurgie-Chimie par voie sèche par *Adolphe Minet*, Fondateur de l'usine d'aluminium de Saint-Michel de Maurienne Directeur du journal l'Electrochime. Avec 8 Portraits hors texte 49 figures, 20 tableaux. Premier Fascicule. Paris 1905. A. Hermann.

Die maschinellen Hilfsmittel der chemischen Technik. III. vermehrte und verbesserte Auflage. Bearbeitet von *A. Parnicke*, Zivilingenieur in Frankfurt a. M., vorm. Oberingenieur der chemischen Fabrik Griesheim. Mit 426 Abb. Leipzig, 1905. M. Heinsius Nchf. Preis geb. 14 M.

Lexikon der gesamten Technik und ihrer Hilfswissenschaften. Im Verein mit Fachgenossen herausgegeben von *Otto Lueger.* Mit zahlreichen Abb. Zweite, vollständig neu bearbeitete Auflage. Zweiter Band. Biegungsachse bis Dollieren. Stuttgart und Leipzig. Deutsche Verlagsanstalt.

Der Siegwartbalken. Ein neues Deckensystem in armierten Beton. Besonders geeignet für den Wohnhausbau. Hygienisch-absolute Feuersicherheit, Schalldämpfung, grosse garantierte Tragkraft, Zeitersparnis, einfachster Einbau und sofortige Verwendbarkeit, Heizungsboden. Patente in allen Kulturstatten. Luzern, 1904. Internationale Siegwartbalken-Gesellschaft.

Die Neuordnung des Wasser- und Elektrizitätsrechtes in der Schweiz. Kritik und Vorschläge von Dr. *Emil Klöti*, Direktions-Sekretär in Zürich. Zürich, 1905. Orell Füssli. Preis 80 Pf.

Neuere Turbinenanlagen. Auf Veranlassung von Prof. *E. Reichel* und unter Benutzung seines Berichtes: „Der Turbinenbau auf der Weltausstellung in Paris 1900", bearbeitet von *Wilhelm Wagenbach*, Konstruktionsingenieur an der Kgl. Techn. Hochschule Berlin. Mit 48 Abb. und 54 Tafeln. Berlin, 1905. Julius Springer, Preis geb. 15 M.

Die Kraftmaschinen, deren Anwendung und Betriebskosten. Von k. k. Oberinspektor *Alfred Springer.* Graz, 1905. Steiermärkisches Gewerbeförderungsinstitut in Graz. Preis geh. 1 Krone.

Der Eisenbau. Ein Handbuch für den Brückenbauer und den Eisenkonstrukteur von *Luigi Vianello.* Mit einem Anhang: Zusammenstellung aller von deutschen Walzwerken hergestellten I- und ⊏-Eisen. Von *Gustav Schimpf.* Mit 415 Abb. München und Berlin, 1905. R. Oldenbourg. Preis geb. 17,50 M.

Die Selbstkostenberechnung industrieller Betriebe. Eine Einführung von *Friedrich Leitner.* Frankfurt a. M., 1905. Sauerländer, Preis geh. 3 M., geb. 3,60 M.

Schaltungsbuch für Schwachstrom-Anlagen. 179 Schaltungs- und Stromverlaufsskizzen mit erläuterndem Text für Haustelegraphen- und Signalanlagen, Fernsprechanlagen, Wasserstandsmelde-, Sicherheits-, Feuermelde- und Kontrollanlagen, elektrische Uhren und Elementbeleuchtung. Nebst einem Anhang mit Tabellen. Zusammengestellt von *Max Lindner*, Elektrotechniker. 5., vermehrte und verbesserte Auflage. Leipzig, 1905. Hachmeister & Thal. Preis geb. 2 M.

Eingesandt.

Der diesjährige **Deutsche Mechanikertag**, die 16. Hauptversammlung der *Deutschen Gesellschaft für Mechanik und Optik*, findet am 4. und 5. August in Kiel statt. Da die Wahl des Ortes diesmal auf den ersten Kriegshafen des Reiches gefallen ist, so nimmt auf der Tagesordnung die nautische Präzisionstechnik einen breiten Raum ein. Die *Deutsche Gesellschaft für Mechanik und Optik* darf mit Dank darauf hinweisen, dass sie für die Veranstaltungen des Mechanikertages das grösste Entgegenkommen bei den dortigen Marinebehörden gefunden hat: so werden die Sitzungen in der Marine-Akademie stattfinden und an den Nachmittagen die Kaiserl. Werft und der Kaiser Wilhelms-Kanal besucht werden. Genauere Auskunft erteilen die Herren *H. Heustreu* in Kiel, Schumacherstr. 9, und *A. Blaschke* in Berlin W. 30, Apostelkirche 7b.

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

DINGLERS POLYTECHNISCHES JOURNAL.

86. Jahrg., Bd. 320, Heft 31. Berlin, 5. August 1905.

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Neuere Dauerversuchsmaschinen.

Von **Georg Wazau.**

Die Kenntnis der Gesetze, die die Festigkeit der Baustoffe bei schwingender Beanspruchung beherrschen, ist für den Ingenieur von ausserordentlicher Bedeutung; denn mit gleichbleibenden Kräften hat er nur in den seltensten Fällen zu tun. Das Beständige ist auch hier der Wechsel. Das Kräftespiel ist aber nicht auf die Maschinen beschränkt, deren Bewegung in augenfälliger Weise Massenkräfte auslöst, oder die Widerstände wechselnder Grösse zu überwinden haben, sondern schwingende Beanspruchungen erheblicher Grösse werden selbst bei Konstruktionen auftreten können, die gegen eine Störung ihrer Ruhe nicht empfindlich erscheinen. Man betrachte eine Eisenbahnbrücke unter dem Einfluss der Stosswirkung der Räder, einen grossen Ozeandampfer, der durch leichten Wellenschlag oder den periodischen Wechsel der Maschinenkräfte in starke Schwingungen versetzt wird, an die Eisenbahnschiene, über die auf manchen Strecken an einem Tage Tausende von Rädern rollen. Wohl wird der Ingenieur fast immer die Mittel zur Hand haben, Ausnahmezustände der Beanspruchung, wie sie z. B. bei der Resonanz von Schwingungen auftreten, zu vermeiden; doch wo die Konstruktion Belastungswechseln unterliegt, muss er in besonders sicherer Schätzung der Verhältnisse Vorkehrung dafür treffen, dass die Spannungen eine gewisse Grenze nicht überschreiten.

Die Frage nach dem Einfluss wechselnder Belastung auf die Materialeigenschaften ist alt und mehrfach untersucht, doch der Fortschritt in der Entwicklung der Technik stellt neue Varianten auf. Einerseits will man an Material, d. h. an Bau- oder an Anschaffungskosten sparen, anderseits arbeitet man mit erheblich höheren Geschwindigkeiten.

Wöhler war der erste, der die Erscheinungen der wechselnden Belastung in planmässiger Weise untersuchte. So fruchtbar nun der Gedanke war und so sehr seine Ergebnisse zum weiteren Ausbau anspornten, ein nennenswerter Fortschritt ist seit *Wöhler* nicht zu verzeichnen gewesen. Es blieb bei der Anwendung der Maschinen, wie *Wöhler* sie zuerst baute, und damit war man an die ursprüngliche Wechselgeschwindigkeit von 50—60 Kraftwechseln i. d. Minute gebunden. Es ist charakteristisch, dass der Gedanke von einem Deutschen ausging, dass aber das Verdienst der Fortführung der Idee ins Grosse, der Erlangung umfangreicher, wichtiger Ergebnisse und des praktischen Verwertens derselben dem Auslande anheim zu fallen scheint. Im Inlande verdient meines Wissens nur eine grössere Anlage Beachtung, die im Laufe der nächsten Zeit im Kgl. Material-Prüfungsamt in Gross-Lichterfelde-W. zur Aufstellung gelangt und der Untersuchung der Materialien auf Zug und Druck bei verschiedenen Wärmegraden dienen soll. [1])

In den folgenden Zeilen soll nun die Besprechung einiger neuerer Typen von Dauer-Versuchsmaschinen und die Erläuterung der Hauptgesichtspunkte bei ihrem Entwurf und bei der Ausführung der Versuche den breitesten Raum einnehmen, während die damit erzielten Versuchsergebnisse nur ganz allgemein gekennzeichnet werden. Es wäre verfrüht, die — wenigstens im Vergleich zu der grossen Zahl der zu lösenden Fragen — wenigen Versuche bindend zur Aufstellung neuer Sätze zu benutzen.

Die weise Beschränkung, die sich *J. H. Smith*, der die erste der zu besprechenden Veröffentlichungen schrieb, in bezug auf die Bewertung seiner Ergebnisse auferlegte, dient vielleicht am meisten der weiteren Ausgestaltung dieses Prüfungsgebietes.

Die ersten drei der zu besprechenden Maschinen gleichen sich in dem Punkt, dass sie die Beschleunigungs- bezw. Verzögerungskräfte hin- und hergehender Massen benutzen, um gleichförmig verteilte Normalspannungen (Zug- und Druckspannungen) von wechselnder Grösse und mit veränderlicher Wechselgeschwindigkeit in dem Probestück, das als Rundstab ausgebildet ist, hervorzurufen. Der Antrieb erfolgt durch ein Kurbelgetriebe, wobei das Probestück etwa die Rolle der Kolbenstange einer Dampfmaschine übernimmt, die in Leerlauf sich befindet: die Trägheitskräfte der Kolbenmasse üben im Verlauf des Kolbenspieles abwechselnd Druck- und Zugkräfte aus. Die Anwendung dieser einfachen mechanischen Verhältnisse auf das vorliegende Gebiet bot jedoch einige Schwierigkeiten. Um rechnerisch die wirklich auftretenden Beanspruchungen der Probe mit Schärfe ermitteln zu können, ist ein Antrieb erforderlich von möglichst vollkommener Gleichförmigkeit und empfindlicher Regulierbarkeit; denn die Forderung gleicher Umfangsgeschwindigkeit innerhalb einer Kurbelumdrehung und innerhalb des ganzen Versuches ist der Kernpunkt für die Untersuchung. Darum ist auch zur Vermeidung von störenden Schwingungen des Antriebsystems eine vollkommene Ausgleichung der Kräfte, die an der Hauptrolle angreifen, erforderlich, und die Bedingung des Gleichbleibens der lebendigen Kraft, der rotierenden und hin- und hergehenden Massen durch geeignete Ausführungsformen zu verwirklichen.

Eine störende Erscheinung, die sich bei den Ergebnissen sehr unangenehm bemerkbar machen kann, und die auszuschliessen nicht immer gelingt, muss hier noch kurz angedeutet werden.

Der Probestab empfängt eine erzwungene Schwingung durch den Antrieb. Daneben können sich infolge geringer Exzentrizität der Schwingmassen und geringfügigen Eckens aufeinander gleitender Teile noch zwei an-

[1]) Das Königliche Materialprüfungsamt der Technischen Hochschule Berlin. Denkschrift von *A. Martens* und *M. Guth* (siehe auch D. p. J. 1904. **319**, S. 471 u. ff.



dere Schwingungsarten unerwünscht ausbilden: Biegungsschwingungen und drehende Schwingungen des Probestückes um seine Längsachse. Liegt nun die Periode dieser drei erzwungenen Schwingungen in Resonanz mit einer der zugehörigen freien Schwingungen, so vergrössert sich der Schwingungsausschlag und damit auch die Beanspruchung des Probestückes, gegebenenfalls bis zur Zerstörung. Jede Gesetzmässigkeit der Ergebnisse hört dann auf. Welche Schwingungen gefährlich werden und welche Mittel man dagegen anwendet, werden wir bei der Besprechung der Versuchsergebnisse sehen.

Fig. 1.

Fig. 2.

Fig. 3.

Fig. 4.

Fig. 5.

Dass auf sorgfältige Oelung und, wenn nötig, auf Kühlung Rücksicht zu nehmen ist, bedarf keiner besonderen Ausführung.

I. Die Maschine von Reynolds-Smith.

Von dem trefflichen englischen Forscher *Osborne Reynolds* [2]) ging die Anregung zum Bau der ersten Maschine dieser Art aus; er gab die leitenden Gedanken für die Gesamtanordnung der Prüfungsmaschine und für die Art der Versuchsausführung an und überliess die Ausarbeitung der Einzelheiten der Konstruktion und die Durchführung der Versuche *J. H. Smith*, jetzigem Vorstand des Maschinenlaboratoriums des städtischen Technikums in Belfast.

In der *Reynolds-Smith*schen Maschine, die in der schematischen Darstellung (Fig. 1) und in den Skizzen (Fig. 2—5) wiedergegeben ist, wird das senkrecht angeordnete Versuchsstück a durch einen Kurbelantrieb b von einer wagerechten, mit Schnurscheibe versehenen Welle auf- und abwärts bewegt. Es empfängt hierbei eine von den an ihm hängenden Massen m, den geometrischen Verhältnissen und der Umlaufsgeschwindigkeit der Welle abhängige, zwischen zwei Grenzwerten wechselnde Beanspruchung.

Wählt man das Verhältnis zwischen dem Kurbelradius r und der Schubstangenlänge l klein (im vorliegenden Fall für den senkrechten Trieb $\frac{r}{l} = \frac{1}{24}$), dann

[2]) Philosophical Trans. London 1902, S. 265.

wird man unter Anwendung der allgemein bekannten Sätze für den Kurbelmechanismus mit grosser Annäherung die Zugbeanspruchung, die im unteren Totpunkt ihren grössten Wert annimmt, errechnen können zu:

$$\sigma_1 = \frac{Q \cdot r \cdot \omega^2}{g \cdot f}\left(1 + \frac{r}{l}\right) + \frac{Q}{f} \text{ kg/qcm}$$

und die grösste Druckbeanspruchung im oberen Totpunkt zu:

$$\sigma_2 = \frac{Q \cdot r \cdot \omega^2}{g \cdot f}\left(1 - \frac{r}{l}\right) - \frac{Q}{f} \text{ kg/qcm}$$

Dabei bedeutet:

Q das Gewicht der angehängten Massen m in kg,
r den Kurbelradius in m,
ω die Winkelgeschwindigkeit der Antriebswelle,
l die Schubstangenlänge in m,
g Erdbeschleunigung in m/Sek.²,
f den Querschnitt des Stabes in qcm.

Die Forderung konstanter lebendiger Kraft führte zur Anordnung eines ganz ähnlichen hin- und hergehenden Systems in wagerechter Richtung; die Masse $m_1 = m$ wird durch denselben Kurbelantrieb (mit einem Verhältnis $\frac{r}{l} = \frac{1}{18}$) hin- und herbewegt. Um auch die Massen der Triebwerksteile usw. für beide Systeme gleich zu erhalten, bedurfte es noch der genauen Auswägung, deren einfache Art in Fig. 6 dargestellt ist. Für beide Belastungsfälle

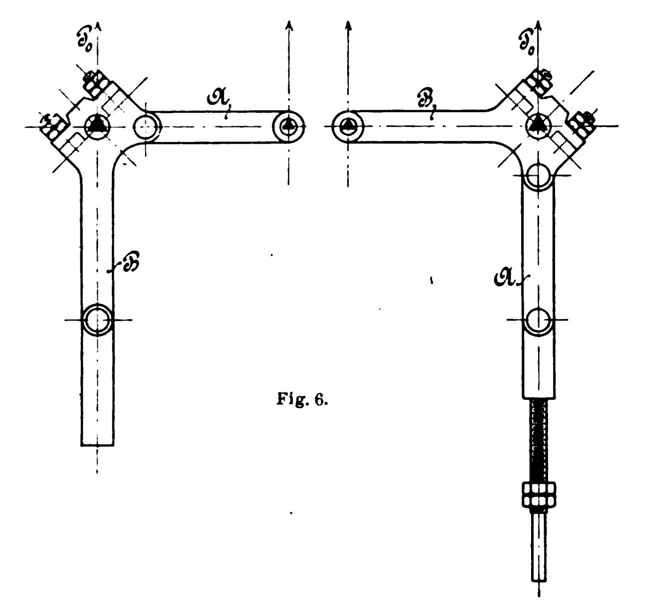


Fig. 6.

muss der Druck auf den Kurbelzapfen gleich sein. Nun ist für lange Schubstangen die Geschwindigkeit des Kreuzkopfes angenähert $u = \omega \cdot r \sin \varphi$ (φ von der inneren — unteren — Totlage ausgerechnet), so dass also, wenn die Massen, die in wagerechter Richtung hin- und hergehen, gleich denen in senkrechter Richtung sind, die kinetische Energie des von der Kurbel angetriebenen Systems ist:

$$L = m \cdot \omega^2 \cdot r^2 \left\{\sin^2\varphi + \sin^2(90 + \varphi)\right\}$$
$$= m\,\omega^2\,r^2 = \text{konst.}$$

Die Lösung der Frage ist zweifellos einfach, nur bedingt sie lange Schubstangen oder sehr kleine Hübe und führt viel totes Gewicht ein.

Die Massendrücke der in wagerechter und senkrechter Richtung arbeitenden Massen setzen sich nun bei sehr kleinen $\frac{r}{l}$ derart zusammen, dass die Resultierende in jedem Augenblick in Richtung des Kurbelarmes in konstanter Grösse nach aussen gerichtet ist. Sie ist also eine „Fliehkraft", die sich leicht durch ein entsprechendes, diametral zum Kurbelarm aufgekeiltes Gegengewicht, das in der durch die beiden Kurbelmechanismen gebildeten Ebene liegt, ausgleichen lässt. Konstruktiv war das nicht angängig. Das Gewicht D (Fig. 4 und 5) musste seitlich versetzt werden. Hierdurch wurde die Anwendung noch eines zweiten kleinen Gegengewichtes d notwendig, das nahe am hinteren Lager in der Richtung des Kurbelzapfens befestigt wurde. (Wir haben es hier mit einem ähnlichen Fall zu tun, wie beim Ausgleich der Stangenmassen usw. bei Lokomotivrädern). Durch diese beiden Gegengewichte wurde der vollkommene Massenausgleich der unbelasteten Maschine erreicht. Die beim Betriebe zur Erzielung verschiedener Beanspruchungen des Probestabes aufgebrachten Zusatzmassen m und m_1 werden durch Zusatzgegengewichte ausgeglichen. Diese müssen paarweise rechts und links von D und d angeordnet werden, um den Hebelarm der Kräfte nicht zu ändern.

Der Bedingung gleicher Umfangsgeschwindigkeit der Maschine entspricht der elektromotorische Antrieb am besten. Bei der vorliegenden Untersuchung benutzte man zuerst einen Petroleummotor mit sehr ungünstigem Ergebnis. Dann gelang es, eine Dreifach-Expansionsmaschine in besonderer Weise zum Antrieb mit der gewünschten Empfindlichkeit und Gleichmässigkeit zu verwenden. Da hier örtliche Verhältnisse die Hauptrolle spielen, sei nur kurz bemerkt, dass die Kesselspannung von 8,5 Atm. auf 0,35 Atm. heruntergedrosselt wurde, um die Wirkungen der Spannungsschwankungen im Kessel auf den Gang der Arbeitsmaschine zu reduzieren und geringe Leistungen zu erhalten. Die bei der jeweilig gewünschten Geschwindigkeit für den Betrieb der Versuchsmaschine notwendige Arbeit, wurde dadurch genau eingestellt, dass der Ueberschuss an von der Betriebsmaschine abgegebener Arbeit durch eine leicht zu regelnde Wasserbremse vernichtet wurde.

Um sofort irgendwelche Unregelmässigkeiten im Gange der durch Seiltrieb verbundenen *beiden Maschinen* zu entdecken und Abhilfe an der richtigen Stelle zu schaffen, waren beide mit gleichen auf dem Fliehkraftprinzip beruhenden Flüssigkeitsgeschwindigkeitsmessern ausgerüstet, deren Wasserstände mittels Spiegel und Fernrohr zu einem Bilde vereinigt waren. Damit hatte man ein sehr bequemes und scharfes Kriterium für die Schlüpfung der beiden Maschinen und fand, dass im richtigen Betriebe die Geschwindigkeitsschwankungen an beiden Maschinen den gleichen Betrag hatten. Nur beim Anlassen und bei Unregelmässigkeiten an der Prüfungsmaschine zeigten sich sofort grössere Unterschiede, die im letzteren Falle das Signal zum Anhalten der Maschine waren. Trotzdem eine sehr sorgfältige Schmierung vorgesehen war, trat selbst nach monatelangem Betriebe bei Veränderung der Umlaufszahl immer Warmlaufen der Hauptlager ein; durch geeignete, im Innern der Welle verlaufende Wasserspülung wurde diesem Uebelstande abgeholfen.

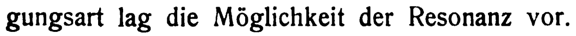
Um die Fortpflanzung der Schwingungen, die beim unausgeglichenen Laufen der Maschine auftraten, nach Möglichkeit zu vermeiden und gleichzeitig die Richtigkeit des Ausgleiches sinnfällig feststellen zu können, war die Maschine auf vier Spiralfedern gelagert.

Die nur kurze Zeit beanspruchenden Versuche wurden ohne Anhalten der Maschine glatt durchgeführt. Längere Versuche und die Rücksichtsnahme auf andere Arbeiten im Laboratorium machten ein Stillsetzen der Maschine und damit den Nachweis nötig, dass eine Pause keinen Einfluss auf die Ergebnisse ausübt. Dahinzielende Versuche zeigten, dass eine Pause von einigen Tagen keine Einwirkung auf die Materialeigenschaften hervorruft, dass

dagegen Ruhe während einiger Monate zweifellos bedeutende Veränderungen zeitigte. Für die vorliegende Untersuchung, bei denen Pausen von mehr als zwei Tagen selten vorkamen, war also ein störender Einfluss nicht zu befürchten.

c Bleibuffer.
Fig. 7.

Es erübrigt nun noch die Betrachtung der Einflüsse, die von Nebenschwingungen herrühren: Die Befürchtung, es könnte Resonanz zwischen der Periode des Antriebs und der drei möglichen freien Schwingungen — der Längs-, Biegungs- und Drehungsschwingung — auftreten, war nur bei der letzten Art begründet, da die Schwingungsdauer bei den anderen sehr viel kleiner wird als bei der erzwungenen. Entsprechend dem grössten und kleinsten Gewicht von 19,9 und 5,64 kg konnte die Maschine mit Umdrehungszahlen arbeiten, die zwischen 1600—2500 Min.-Umdrehungen schwankten. Innerhalb dieser Grenzen liegt auch die Zahl der Kraftimpulse des Antriebs oder der Störungen, die die Nebenschwingungen hervorrufen. Dem gegenüber standen die freien Schwingungszahlen f. d. Minute mit 130000—150000 für longitudinale, 500 000 für transversale und 1200—1800 für torsionale Schwingungen. Also nur für die letztere Schwingungsart lag die Möglichkeit der Resonanz vor.



Wohl kann man das Spiel zwischen Nut und Feder (s. Fig. 7), die als Führung b des unteren Gleitstückes dienen, sehr klein halten und überdies werden noch die Schwingungen durch das Schmieröl stark gedämpft, doch sind bei der kurzen Länge des Versuchsstückes die Amplituden für verhältnismässig grosse Beanspruchungen ausserordentlich klein. Sehr deutlich veranschaulicht den

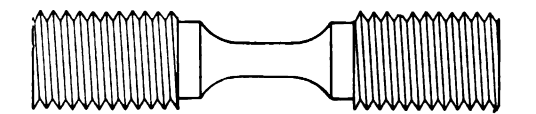


Fig. 8. Probestab, Durchmesser 6,3 mm.

Einfluss der mehr oder weniger guten Führung bei b und die hiervon abhängige Ausbildung der Resonanz der Drehungsschwingungen die nachstehende Tabelle, zu deren Verständnis das Folgende dienen möge.

	Bruchwechselzahlen z	Lastwechsel i. d. Minute n
a	132 700	1855
b	127 000	1855
c	17 800	1777
d	51 250	1737
e	329 000	1775

Bei den Hauptversuchen mit Flusseisen fiel ein Wert für die Bruchwechselzahl[3]) völlig heraus (a); eine Wiederholung dieses Versuches (b) unter Innehaltung aller Versuchsbedingungen zeigte dasselbe auffällige Ergebnis; bei c und d wurde die Führung gelockert: damit war dem

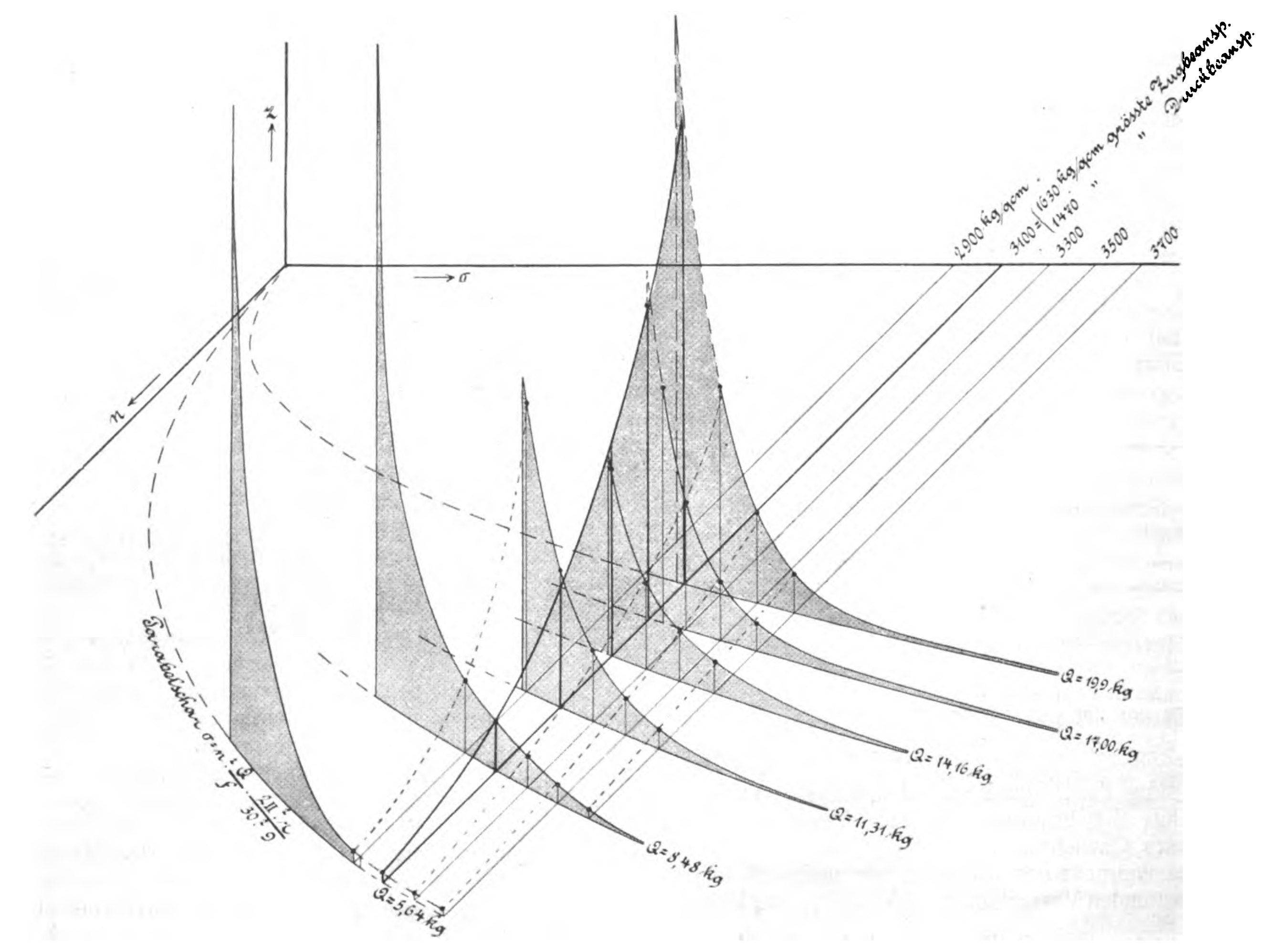


Fig. 9. Abhängigkeit der Bruchwechselzahl z von dem Spannungsbereich $\sigma = \sigma_Z^{max.} + \sigma_D^{max.}$ und Anzahl der Lastwechsel i. d. Minute.

Ausbilden grösserer Amplituden volle Freiheit gelassen. Nachdem ein gutsitzender Keil eingefügt war, (e,) erhielt man eine Bruchwechselzahl, die sich gut in den Verlauf der übrigen einwandfreien Werte der Hauptversuche einreiht. Arbeitet man dagegen bei Umdrehungszahlen, die über oder unter der kritischen Umdrehungszahl (Resonanzmöglichkeit) liegen, so beeinflusste ein Lockern der Führung das Ergebnis keineswegs.

Die Proben wurden nach Fig. 8 angefertigt. Zur Prüfung gelangten Flusseisen, Lowmooreisen, Gusstahl und Gusseisen. Für ausgeglühtes Flusseisen gilt das körperliche Schaubild Fig. 9. Sechs Flusseisenstäben wurden im Mittel je zehn Probekörper entnommen, die nach erfolgter Erhitzung auf Rotglut unter Verwendung einer gleichbleibenden angehängten Schwingmasse, aber mit veränderlicher minutlicher Wechselzahl, also veränderlichem Spannungsbereich σ, in der Maschine zu Bruch gebracht wurden.

Minutliche Wechselzahl und Spannungsbereich σ sind ja durch die Parabelgleichung

$$\sigma = \frac{Q}{f} n^2 \cdot \frac{2\pi^2}{30^2} \cdot \frac{r}{g}$$

verbunden.

Der Parameter ändert sich also auch mit dem Stabquerschnitt f: um nun überhaupt eine gesetzmässige Kurve zu erhalten, wurde, was bei den im Mittel 1 v. H. betragenden Schwankungen der Stabdurchmesser wohl erlaubt ist, für eine Versuchsreihe ein gleichmässiger Wert für f angenommen, so dass die Gleichung lautet:

$$\sigma = k \cdot Q \cdot n^2,$$

worin

$$k = \frac{r \cdot \pi^2 \cdot 2}{30^2 \cdot g \cdot f}$$

ist. Für verschiedene Q erhalten wir also ebensoviele Parabeln. Trägt man nun über diesen Parabeln die zu σ, n zugehörigen Bruchwechselzahlen z auf, dann erhält man eine Schar von Raumkurven. Diese ergeben nun die als schwarze Punkte gekennzeichneten Schnittpunkte mit Ebenen, die parallel zur zn-Ebene in zweckmässig gewählten Abständen gelegt sind, und damit neue Linienzüge, die die Abhängigkeit der Bruchwechselzahl von der min. Wechselzahl für bestimmte Spannungsbereiche σ deutlich zeigen. Die Punktreihen bedurften einiger Ausgleichung, um die Materialverschiedenheiten und die anderen unvermeidlichen Unsicherheiten auszuscheiden.[4]) Je ein Stab von etwa 45 cm Länge wurde vorher jeder ganzen Stange entnommen und in der üblichen Weise einem Zugversuch unterworfen.

Die Ergebnisse finden sich in der folgenden Tabelle:

σ_S Spannung an der Fliessgrenze kg/qcm	σ_B Spannung an der Bruchgrenze kg/qcm	σ_Z Spannung bei der Zerreisslast kg/qcm	σ_B Bruchdehnung v. H.
2660	3800	3180	30,0

[3]) Unter Bruchwechselzahl z ist diejenige Anzahl von Kraftwechseln verstanden, bei der der Bruch des Probestückes eintritt. Die Zahl n = Spannungswechsel i. d. Min. bedeutet die Anzahl der in der Minute erfolgenden Kraftwechsel, wo bei einem Kraftwechsel das zweimalige Durchlaufen des Spannungsbereiches σ, einmal in positiver, das andere Mal in negativer Richtung entspricht.

[4]) So z. B. wurde der höchste Punkt der Reihe ($Q = 19.9$ kg) mit einem Wert von $z = 1\,520000$ angenommen, der sich so gut dem Linienzuge einfügt, dass die Vermutung sehr nahe liegt, in der von *Smith* gegebenen Tabelle ist ein Ablesungsfehler vorgekommen. Er gibt $z = 520000$ an, ein Wert, der vollständig herausfällt.

Greift man nun aus der körperlichen Darstellung irgend einen Spannungsbereich σ, z. B. 3100 kg/qcm, heraus, wie das auch in dem Schaubild kenntlich gemacht ist, so findet man folgende zusammengehörigen Werte für die Bruchwechselzahl z und die minutliche Wechselzahl n.

Schwinggewicht kg	Min. Umdrehungszahl n	Spannungsbereich σ	Grösste Zugspannung σ_1	Grösste Druckspannung σ_2	Bruchwechselzahl z
5,64	2450				3 000
8,48	2000				150 000
11,31	1740	3100	1630	1470	330 000
14,16	1540				600 000
17,00	1400				900 000
19,9	1290				1 330 000

Trotzdem also die Beanspruchung durch Zug und Druck weit unter der Fliessgrenze des Materials bleibt, so übt ein Wechsel der Belastung, wenn er nur schnell genug erfolgt, eine derartige zerstörende Wirkung aus, dass Bruch schon nach einer verhältnismässig geringen Zahl von Belastungswechseln eintritt. Die Untersuchung, wie diese Einwirkung zustande kommt, wird wohl Aufgabe der Metallographie sein, da sicher Veränderungen im Kleingefüge vor sich gehen, ohne dass messbare Formänderungen auftreten; wenigstens konnte bei den Versuchen von *Smith* eine Verlängerung der Proben mit Sicherheit nicht festgestellt werden. Dagegen zeigten viele Stäbe eine Zunahme des Durchmessers, ohne dass es aber gelang, irgend welche innere Beziehung zwischen dieser Erscheinung und den Versuchsbedingungen festzustellen.

Für die anderen Eisensorten, Lowmooreisen und Gusstahl, ergaben sich dieselben Gesetze. Um die Ergebnisse für ausgeglühten Gusstahl mit denen für ausgeglühtes Flusseisen bequem vergleichen zu können, sind die Linienzüge σz, wie sie als Projektionen der obengenannten $\sigma z n$ Raumkurven auf die σz-Ebene erscheinen, zusammen aufgetragen (Fig. 10). Bei je einem durch

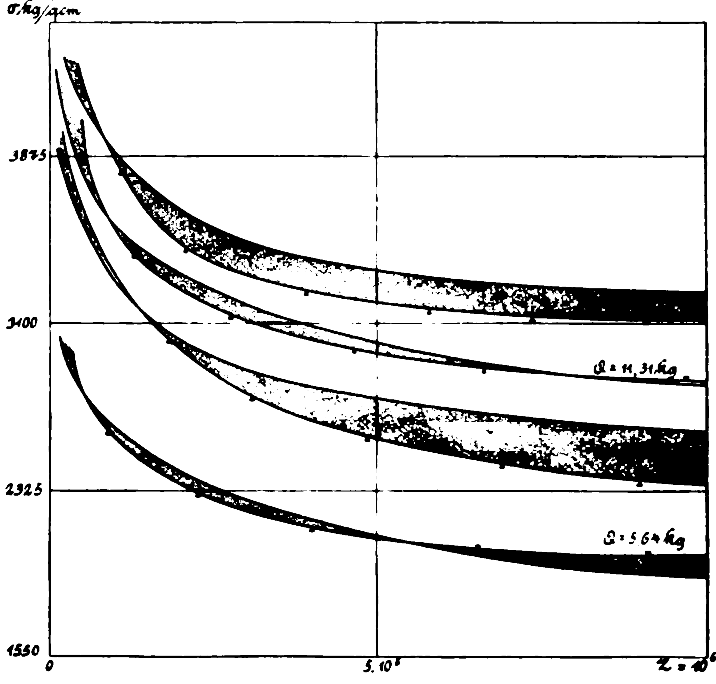


Fig. 10. Verlauf der Bruchwechselzahl z mit dem Spannungsbereich σ für geglühten Gusstahl ▲——▲ und für geglühtes Flusseisen ———.

Halbton verbundenen Kurvenpaar kam dasselbe Schwinggewicht Q in Anwendung. Man sieht ohne weiteres, dass der Gusstahl, der bei der üblichen Zugfestigkeitsprüfung ein σ_S = 6200 kg/qcm, ein σ_B = 9000 kg/qcm bei

4 v. H. Bruchdehnung ergab, keine sonderlichen Abweichungen gegen Flusseisen zeigt: ein zweites, höchst beachtenswertes Ergebnis der vorliegenden Untersuchung, die aber noch in ihren einzelnen Teilen der wiederholten Nachprüfung und des Ausbaues bedarf.

(Schluss folgt.)

Kinetik und Kinetostatik des Schubkurbelgetriebes.

Von Dr. ing. **Hermann Meuth**, Karlsruhe.

(Fortsetzung von S. 469 d. Bd.)

2. Bewegungsgleichung des Kurbelgetriebes.

Die Bewegung des Kurbelgetriebes geben wir in ihrer Abhängigkeit vom Drehwinkel φ der Kurbel an; mit dieser Koordinate lautet die *Lagrange*sche Bewegungsgleichung:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}}\right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi} = Q \quad . \quad . \quad . \quad 1\text{a})$$

Q ist hier, da es sich um eine Drehung handelt, die Summe der Momente aller äusseren Kräfte in bezug auf das Wellenmittel, also der treibenden und widerstehenden Kräfte und der Gewichte der Getriebeteile. Der nächste Abschnitt wird sich eingehender hiermit beschäftigen.

Die Lösung der Bewegungsgleichung erfordert die Ausführung der darin bezeichneten partiellen Differentiationen.

Es ist

$$\frac{\partial L}{\partial \varphi} = \frac{1}{2}\dot{\varphi}^2\Big[2\,r\,l\,(M_2 + a\,M_3)\sin(\varphi + \eta)\left(1 + \frac{d\eta}{d\varphi}\right)\frac{d\eta}{d\varphi} - 2\,r\,l\,(M_2 + a\,M_3)\cos(\varphi + \eta)\frac{d^2\eta}{d\varphi^2} + 2\,l^2\,(M_2 + b\,M_3)\frac{d\eta}{d\varphi}\frac{d^2\eta}{d\varphi^2}\Big]$$

ferner

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}} = \dot{\varphi}\Big[r^2\,(M_1 + M_2 + M_3) - 2\,r\,l\,(M_2 + a\,M_3)\cos(\varphi + \eta)\frac{d\eta}{d\varphi} + l^2\,(M_2 + b\,M_3)\left(\frac{d\eta}{d\varphi}\right)^2\Big]$$

und durch weitere Differentiation nach der Zeit folgt

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}}\right) = \ddot{\varphi}\Big[r^2\,(M_1 + M_2 + M_3) - 2\,r\,l\,(M_2 + a\,M_3)\cos(\varphi + \eta)\frac{d\eta}{d\varphi} + l^2\,(M_2 + b\,M_3)\left(\frac{d\eta}{d\varphi}\right)^2\Big]$$
$$+ \dot{\varphi}^2\Big[2\,r\,l\,(M_2 + a\,M_3)\sin(\varphi + \eta)\left(1 + \frac{d\eta}{d\varphi}\right)\frac{d\eta}{d\varphi} - 2\,r\,l\,(M_2 + a\,M_3)\cos(\varphi + \eta)\frac{d^2\eta}{d\varphi^2} + 2\,l^2\,(M_2 + b\,M_3)\frac{d\eta}{d\varphi}\frac{d^2\eta}{d\varphi^2}\Big]$$

Diese Ausdrücke lassen sich nun mit Hilfe der geometrischen Beziehungen im Kurbelgetriebe umformen; es ist nämlich

$$l\sin\eta = r\sin\varphi \quad \text{oder mit} \quad \frac{r}{l} = \lambda$$

$$\sin\eta = \lambda\sin\varphi \quad \text{und} \quad \cos\eta = \sqrt{1 - \lambda^2\sin^2\varphi}$$

Zur Vereinfachung vernachlässigen wir in dem letzteren Wert das Glied mit λ^2, setzen also $\cos\eta = 1$. Dem entspricht für ein Verhältnis des Kurbelradius zur Lenkstangenlänge $\lambda = \frac{1}{5}$ ein Fehler von 4 v. H. Auch im folgenden werden dann Glieder, die unter der Grösse λ^2 bleiben, konsequenterweise vernachlässigt.

Hiermit wird

$$\frac{d\eta}{d\varphi} = \lambda\cos\varphi \quad \text{und} \quad \frac{d^2\eta}{d\varphi^2} = -\lambda\sin\varphi,$$

ferner

$$\sin(\varphi + \eta) = \sin\varphi\,(1 + \lambda\cos\varphi)$$
$$\text{und} \quad \cos(\varphi + \eta) = \cos\varphi - \lambda\sin^2\varphi$$

Nach Einführung dieser Werte lautet die Bewegungsgleichung:

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2}\Big[\Big(M_1 + \frac{M_2}{2} + M_3\left(1 - a + \frac{b}{2}\right)\Big)r^2 + \frac{r^2\lambda}{2}(M_2 + a\,M_3)\cos\varphi - \frac{r^2}{2}\Big(M_2 + (2\,a - b)\,M_3\Big)\cos 2\varphi - \frac{r^2\lambda}{2}\Big((M_2 + a\,M_3)\cos 3\varphi\Big)\Big]$$
$$+ \frac{1}{2}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2\Big[-\frac{r^2\lambda}{2}(M_2 + a\,M_3)\sin\varphi + r^2\Big((M_2 + (2\,a - b)\,M_3)\sin 2\varphi + \frac{3\,r^2\lambda}{2}(M_2 + a\,M_3)\Big)\sin 3\varphi\Big] = Q\,. \quad 1\text{b})$$

Betragen die Massen der rotierenden Teile, auf den Kurbelzapfen reduziert, mehr als das Dreifache der hin- und hergehenden Massen, so können die Glieder mit $\cos\varphi$ und $\cos 3\varphi$ mit Rücksicht auf die Vernachlässigung der Glieder mit λ^2 weggelassen werden.

Schreibt man die Bewegungsgleichung in der Form

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2}\,\theta' + \frac{1}{2}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2\theta'' = Q,$$

so erkennt man leicht die darin aus der Lehre für die Drehung eines starren Körpers bekannten Ausdrücke. Die Klammerwerte [] sind in Analogie zu den dort auftretenden Grössen als Trägheitsmomente der reduzierten bewegten Massen zu deuten, die aber wegen der darin vorkommenden variabeln Glieder als veränderlich anzunehmen sind.

Man hat darnach in der Bewegungsgleichung eine Gleichgewichtsbedingung zwischen den Momenten der äusseren Kräfte und der durch die Bewegung entstehenden Massenkräfte, nämlich einmal der tangentialen Trägheitskräfte, welche infolge der Geschwindigkeitsschwankungen im Kurbelkreis entstehen, ausgedrückt durch das 1. Glied mit $\frac{d^2\varphi}{dt^2}$, dessen Klammerfaktor erkennen lässt, dass alle bewegten Massen zu diesen Trägheitskräften einen Beitrag liefern. Das 2. Glied ergibt alsdann das Moment derjenigen Trägheitskräfte in bezug auf das Wellenmittel an, welche infolge der dem Kurbeltrieb eigentümlichen absetzenden Bewegung in wagerechter und senkrechter Richtung auftreten.

Aus der Bewegungsgleichung kann die Grösse der Winkelbeschleunigung der Drehbewegung in Abhängigkeit von der Winkelgeschwindigkeit aus dem Drehwinkel an-

gegeben werden. Die Beschleunigung könnte als ein Mass für die Gleichförmigkeit der Drehbewegung betrachtet werden. Es ist indessen üblich, unter dem Ungleichförmigkeitsgrad das Verhältnis der Differenz der maximalen und minimalen Geschwindigkeit zur mittleren Geschwindigkeit zu verstehen. Als mittlerer Wert der Geschwindigkeit wird gewöhnlich nicht das arithmetische Mittel der Grenzgeschwindigkeiten, sondern der mittlere Wert der Geschwindigkeit während einer Umdrehung gesetzt. Dagegen ist solange nichts einzuwenden, als an der einmal angenommenen Definition festgehalten wird. Die auf den Ungleichförmigkeitsgrad bezüglichen später folgenden Stellen sind als Fälle von Inkonsequenz nach dieser Richtung zu bezeichnen.

Wie sich aus der Bewegungsgleichung 1b) ersehen lässt, hängt die Winkelbeschleunigung der Drehbewegung der Kurbel von dem Drehmoment der äusseren Kräfte Q, von den oben an zweiter Stelle bezeichneten Trägheitskräften und von dem Trägheitsmoment Θ' der bewegten Massen ab. Der konstante Teil von Θ' enthält die einer bestimmten Geschwindigkeitsschwankung entsprechende Schwungradmasse einschliesslich der übrigen rotierenden Teile. $\left[\frac{M_2}{2}+\left(1-a+\frac{b}{2}\right)M_3\right]$ gibt den konstanten Betrag an, mit welchem die Masse der Lenkstange und der hin- und hergehenden Teile an der Schwungradwirkung beteiligt sind. Dieser Betrag ist in den meisten Fällen belanglos. Wichtiger dagegen ist die Wirkung der Triebwerksmassen auf das Drehmoment an der Kurbel, welche in dem Gliede mit $\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2$ zum Ausdruck kommt und gerade bei höheren Geschwindigkeiten hervortritt.

Es ist das Verdienst *Radingers*, in seinem Werke: „Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit“, im Gegensatz zu den bisherigen mehr kinematischen Behandlungen des Kurbelgetriebes mit allem Nachdruck auf die Massenwirkungen des Gestänges in ihrem Einfluss auf die Bewegung des Getriebes, auf das Glied mit $\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2$ der Bewegungsgleichung, hingewiesen zu haben.

Radinger kombiniert in einem äusserst anschaulichen graphischen Verfahren den Dampfdruck mit dem wagerechten Massendruck des Gestänges, um hieraus die Drehkraft im Kurbelkreis zu bestimmen. Das Moment des Massendrucks in bezug auf das Wellenmittel, einschliesslich des von dem transversalen Ausschwingen der Lenkstange herrührenden Anteiles, wird aber durch unser Glied der Bewegungsgleichung mit $\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2$ dargestellt. Dieses erscheint bei *Radinger* nur auf die rechte Seite der Gleichung gesetzt und dort mit dem Moment der äusseren Kräfte Q vereinigt, wodurch das Verständnis für die Wirkung der Massen auf das Drehmoment sehr gefördert wird. Man hat *Radinger* vielfach als den Entdecker des Massendrucks bezeichnet; nicht mit Recht. Die Wirkung der Massen auf die Bewegung der Maschinengetriebe und auf die Reaktionen in denselben ist vor *Radinger* in der Literatur,[23]) insbesondere von *Poncelet* und *Le Chatelier* behandelt worden, jedoch in einer Form, die bei den Ingenieuren wenig Eingang fand. Auch der ausführende Maschinenbau hatte, wo es sich um die Beanspruchung rasch bewegter Teile handelte, lange vorher mehr oder weniger zielbewusst die Massenwirkungen berücksichtigt, Es bleibt jedoch das unbestreitbare, grosse Verdienst *Radingers*, durch seine äusserst klare und ursprüngliche Darstellung der Massenwirkungen deren Kenntnis zum Gemeingut der Ingenieure gemacht, oder wie es *Sommerfeld* an einer Stelle[24]) treffend bezeichnet, das dynamische Gewissen des Technikers geweckt zu haben.

Die vollständige Lösung der Bewegungsgleichung, d. h. die Darstellung des Beschleunigungsprozesses bei der Drehbewegung im Kurbelkreis in seiner Abhängigkeit vom Kurbelwinkel allein, erfordert noch die Bestimmung der Winkelgeschwindigkeit $\frac{d\varphi}{dt}$ als Funktion des Kurbelwinkels.

Die Winkelgeschwindigkeit im Kurbelkreis ist die Folge des gesamten Energieaustausches im Getriebe. Die in dasselbe durch die Triebkraft eingeleitete Energie samt der potentiellen Energie der Triebwerksgewichte überwindet die Widerstände. Ist aber in einem Augenblick die Triebkraft $\pm$ Schwerkraft der bewegten Massen grösser oder kleiner als die Widerstände, so bewirkt deren Differenz die Zunahme bezw. Abnahme der Geschwindigkeit, also der lebendigen Kraft der Maschine. Mit anderen Worten: die Aenderung der kinetischen und potentiellen Energie im Getriebe von einer Anfangslage aus muss nach dem Gesetz von der Erhaltung der Energie gleich der Arbeitsleistung der treibenden und widerstehenden Kräfte in dem betrachteten Abschnitt der Bewegung sein.

Als Anfangslage ist der innere Totpunkt der Kurbel gewählt. Die Arbeitsleistung der äusseren Kräfte — der Triebkraft, des Widerstandes und der Schwerkraft der bewegten Massen — bei der Drehung der Kurbel aus der inneren Totlage um den Winkel φ

$$= \int_0^{\varphi} Q\, d\varphi;$$

die Grösse Q wird im nächsten Abschnitt behandelt. Diese Arbeit ist der Aenderung der kinetischen Energie oder der lebendigen Kraft von der inneren Totlage bis zur Drehung um Winkel φ gleichzusetzen, also

$$L - L_0 = \int_0^{\varphi} Q\, d\varphi, \quad \ldots \ldots \quad 3)$$

wenn L die lebendige Kraft bei Stellung φ und L_0 diejenige in der Totlage $\varphi = o$ bedeutet. Wir führen jetzt in den früher gefundenen Ausdruck für die lebendige Kraft des Kurbelgetriebes die auf Seite 486 bezeichnete Vereinfachung mit $\cos\eta = 1$ ein und erhalten

$$L = \frac{1}{2}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 \Big[\left(M_1 + \frac{M_2}{2} + M_3\left(1 - a + \frac{b}{2}\right)\right) r^2 - \left(\frac{M_2}{2} + \left(a - \frac{b}{2}\right) M_3\right) r^2 \cos 2\varphi + \frac{r^2 \lambda}{2}(M_2 + a\, M_3)(\cos\varphi - \cos 3\varphi)\Big] \quad \ldots \ldots \quad 2a)$$

Das letzte Glied in der Klammer [ ] ist in den meisten Fällen gegenüber dem konstanten Gliede von der Grössenordnung λ^2 und kann vernachlässigt werden.

Mit $\varphi = o$ erhält man die lebendige Kraft im Totpunkt

$$L_0 = \frac{r^2}{2}\,[M_1 + M_3\,(1 - 2a + b)] = \left(\frac{d\varphi_0}{dt}\right)^2 \frac{\Theta_0}{2}.$$

Hierin ist $\frac{d\varphi_0}{dt}$ die Geschwindigkeit im toten Punkt. Diese setzt man in der Regel gleich dem Werte der mittleren Geschwindigkeit während einer Umdrehung

$$= \frac{d\varphi_m}{dt} = \frac{2\pi \cdot n}{60},$$

[23]) s. *Bach:* Maschinenelemente. 9. Aufl., S. 677.

[24]) *Sommerfeld:* Naturwissenschaftliche Ergebnisse der neueren technischen Mechanik. Z. d. V. d. I. 1904, S. 634.

wenn n die Anzahl der Umdrehungen in der Minute ist. Für geringe Schwankungen der Geschwindigkeit ist dies mit grosser Annäherung zutreffend. Man erhält jedoch einen genaueren Wert für die Totpunktgeschwindigkeit durch die Betrachtung des Ausdruckes

$$\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 = \frac{\left(\frac{d\varphi_0}{dt}\right)^2 \frac{\Theta_0}{2} + \int_0^{\varphi} Q\, d\varphi}{\frac{1}{2}\,\Theta'}$$

(dessen Glieder sich aus konstanten und periodischen Faktoren zusammensetzen). Die vollständige Entwicklung ergibt, wie das ein Beispiel an späterer Stelle noch näher zeigen wird, eine periodische Reihe. Die konstanten Glieder derselben, die auch die Totpunktgeschwindigkeit enthalten, können im Beharrungszustand der Maschine dem Quadrat der mittleren Geschwindigkeit gleich gesetzt werden, da die mit dem Kurbelwinkel φ periodischen Glieder im Verlaufe einer vollen Umdrehung verschwinden.

Es muss noch auf eine Ungenauigkeit hingewiesen werden, welche der Bestimmung der Geschwindigkeit aus der Energiegleichung bei dem hier eingeschlagenen Wege anhaftet. Der Verlauf der Geschwindigkeit während einer Umdrehung ist in Beziehung gebracht worden mit ihrem mittleren Wert $\frac{2\pi\, n}{60}$. $\frac{60}{n}$ ist aber die Zeit einer Umdrehung in Sekunden, wenn n die Zahl der Umdrehungen in der Minute ist; es sollte daher als unabhängige Variable die Zeit und nicht der Kurbelwinkel eingeführt werden. Der Ausdruck von Q ist jedoch, wie aus dem nächsten Abschnitt hervorgeht, auf der Basis des abgewickelten Kurbelkreises gegeben, enthält also φ als Variable. Mit der Einführung des auf den Kurbelwinkel bezogenen Momentes der äusseren Kräfte in die Energiegleichung ist stillschweigend die Voraussetzung gemacht worden, dass gleichen Zeiten auch gleiche zurückgelegte Drehwinkel entsprechen. Das ist natürlich nur für konstante Umdrehungsgeschwindigkeit der Fall. In Anbetracht einer Durchführung der Aufgabe mit einfachen Mitteln wird man diese Ungenauigkeit, die erst bei beträchtlichen Geschwindigkeitsschwankungen hervortritt, in Kauf nehmen. [25])

Eine weitere Einschränkung ist bei der Aufstellung der Energiegleichung gemacht worden, nämlich die Voraussetzung starrer Getriebeteile oder doch solcher, deren elastische Deformation von untergeordneter Grösse ist. Bei grösseren Formänderungen der die Energie übertragenden Teile, z. B. der langen Propellerwellen der Schiffsmaschinen, muss zur Bestimmung der Bewegungsverhältnisse noch die Formänderungsarbeit als weiteres Glied in die Energiegleichung eintreten.

Die Geschwindigkeit als Funktion des Kurbelwinkels wird nun in die Bewegungsgleichung 1 b eingesetzt, welche jetzt als einzige unabhängige Variable nur noch den Kurbelwinkel enthält. Somit können jetzt alle für die Bewegung des Systems massgebenden Grössen, die lebendige Kraft, die Winkelgeschwindigkeit und -beschleunigung [26]) für jeden Punkt des Kurbelkreises angegeben werden, auch die Bewegungsverhältnisse der einzelnen Glieder des Kurbelgetriebes auf Grund ihres geometrischen Zusammenhanges, z. B. die in der *Radinger*schen Darstellung besonders wichtige Grösse der Beschleunigung in Richtung des Kolbenlaufes. Diese folgt aus dem Kolbenweg (Ausweichung aus der Hubmitte)

$$x = r\cos\varphi - \frac{\lambda}{2}\, r\sin^2\varphi$$

durch zweimalige Differentiation nach der Zeit

$$\frac{d^2x}{dt^2} = -r\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 (\cos\varphi + \lambda\cos 2\varphi) - r\,\frac{d^2\varphi}{dt^2}\left(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi\right)$$

Hier werden $\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)$ und $\left(\frac{d^2\varphi}{dt^2}\right)$ eingesetzt. In vielen Fällen genügt es, die Kurbelgeschwindigkeit konstant, also $\frac{d^2\varphi}{dt^2} = 0$ zu setzen. Das ergibt für die Kolbenbeschleunigung einen graphisch leicht zu behandelnden Ausdruck. Für beträchtliche Geschwindigkeitsschwankungen im Kurbelkreis ist diese Vereinfachung nicht mehr zulässig. [27])

Interessiert es, den Anteil zu kennen, der vom äusseren Moment bezw. vom treibenden Druck am Kolben aufgewendet werden muss, um die Lenkstange allein zu beschleunigen [28]) — für die in der Richtung des Kolbenlaufes bewegten Massen ist der Anteil gleich dem Produkt aus diesen Massen und der Kolbenbeschleunigung — so führt zur Entscheidung dieser Frage sehr leicht die Anwendung der *Lagrange*schen Methode. Die zur Beschleunigung der Lenkstange allein erforderliche Drehkraft sei T_b; das Moment $T_b \,.\, r$ tritt auf die rechte Seite der *Lagrange*schen Gleichung. Als Koordinate des Systems nehmen wir wieder den Drehwinkel der Kurbel φ. Dann lautet die Bewegungsgleichung (für die gewichtslose Stange)

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L_e}{\partial \frac{d\varphi}{dt}}\right) - \frac{\partial L_e}{\partial \varphi} = T_b \,.\, r.$$

[25]) In Kürze sei noch ein Weg angedeutet, der bei starken Geschwindigkeitsschwankungen einzuschlagen wäre und darauf hinausläuft, die äusseren Kräfte in Abhängigkeit von der Zeit darzustellen. Zu diesem Zwecke bildet man nach den obigen Ausführungen einen ersten Wert für das Quadrat der Winkelgeschwindigkeit. Die erste Potenz jeder Ordinate derselben auf der Basis des abgewickelten Kurbelkreises aufgetragen, gibt den Verlauf der Geschwindigkeit selbst; nach dessen Analyse nach dem später angegebenen Verfahren erhält man $\frac{d\varphi}{dt} = f(\varphi)$ und mit Hilfe der Beziehung

$$t = \int_0^{\varphi} \frac{1}{\frac{d\varphi}{dt}} \cdot d\varphi$$

die Abhängigkeit des Kurbelwinkels von der Zeit. Es wird jetzt ein neues Tangentialdruckdiagramm gebildet, dessen gleiche Abszissenabschnitte gleichen Zeitteilen entsprechen. Die Ordinaten des neuen Diagramms erscheinen gegenüber dem ersteren an einigen Stellen zusammengedrängt, an anderen auseinander gezogen. Damit erhält man nach vorgenommener Analyse in erster Annäherung

$$Q = F(t)$$

und nach Einführung in die Energiegleichung 3) einen zweiten Näherungswert für die Geschwindigkeit. Wenn nötig, müsste dieses Verfahren in alternierender Weise fortgesetzt werden.

[26]) Statt die Beschleunigung der Drehbewegung aus der *Lagrange*schen Bewegungsgleichung zu bestimmen, hätten wir diesen Wert auch durch die weitere Bearbeitung der Energiegleichung 3), durch Differentiation des aus dieser gewonnenen Ausdruckes für die Geschwindigkeit nach der Zeit, finden können. Die *Lagrange*sche Methode ist aber noch weiter verwendbar, zur Ermittlung der vollständigen Reaktionen und Spannungen im Kurbelgetriebe in ihrer Abhängigkeit von der jeweiligen Kurbelstellung, wie es in Abschnitt B gezeigt wird. Unter diesem Gesichtspunkte kann ihre vorherige Anwendung bei dem kinetischen Teil dieser Arbeit zur Vorbereitung für den folgenden kinetostatischen Teil dienen.

[27]) s. *Frahm*, Neue Untersuchungen über die dynamischen Vorgänge in den Wellenleitungen von Schiffsmaschinen. Z. d. V. d. I. 1902, S. 883.

[28]) s. *Mollier*, Der Beschleunigungsdruck der Schubstange. Z. d. V. d. I. 1903, S. 1638. — Eine erschöpfende Behandlung des Lenkstangenproblems findet sich in einem Aufsatze von *Dunkerley* im Juniheft des „Engineering“, Jahrgang 1899, S. 695.

Die lebendige Kraft der Lenkstange L_e entnehmen wir dem Ausdruck der lebendigen Kraft für das ganze Getriebe 2), indem wir darin die Massen M_1 und $M_2 = o$ setzen; wir haben dann in gleicher Weise wie früher die Differentiationen auszuführen, um die Grösse T_b zu erhalten. Ist der am Kolben oder Kreuzkopf angreifende Druck P' gesucht, so benutzen wir die später entwickelte Beziehung desselben zum Tangentialdruck

$$P' = \frac{T_b \cos \eta}{\sin (\varphi + \eta)}.$$

Zur Beantwortung der Frage nach der vom Kolbendruck zur Beschleunigung der Lenkstange aufzuwendenden Kraft mit Hilfe der synthetischen Methode ist die Lenkstange als aus dem Zusammenhange des Getriebes gelöst zu betrachten. Die Gleichgewichtsbedingung der an der bewegten Lenkstange angreifenden Kräfte d. s. der gesuchten Kraft P', der Trägheitskräfte der Lenkstange und der Ersatzkraft für die Reaktion an der Trennungsstelle vom übrigen Getriebe, also am Kurbelzapfen, ergibt das gewünschte Resultat, in welchem jedoch noch die Grösse der Reaktion am Kurbelzapfen unbekannt ist. Es bedarf noch einer weiteren Beziehung, des Gleichgewichtes gegen Drehung um einen beliebigen Punkt durch die an der Lenkstange angreifenden Kräfte, um die unbekannte Reaktion, die bei der Betrachtung der Bewegung des ganzen Systems entfällt, eliminieren zu können.

(Fortsetzung folgt.)

Ueber Schmelzpunkte von Metallen.

Um den *Schmelzpunkt* eines Metalls zu bestimmen, kann man entweder die *Aenderung des Kohäsionsvermögens* oder die *Wärmeabsorption* beim Uebergange vom festen zum flüssigen Zustande benutzen.

Im ersten Falle beobachtet man die Formänderung eines aus dem betreffenden Stoffe gebildeten Körpers von möglichst scharfen Umrissen, im zweiten Falle misst man die Geschwindigkeit, mit der ein in die Substanz gestecktes Thermometer seinen Stand ändert, wenn die Temperatur sehr langsam und gleichmässig geändert wird: beim Schmelzpunkte bemerkt man einen mehr oder minder deutlichen Stillstand der Temperatur.

Da man für das erste Verfahren die Metalle meist in Drahtform anwendet, so kann man es als *„Drahtmethode“* von dem zweiten, der *„Tiegelmethode“*, unterscheiden, bei der eine grössere Menge Substanz in einem Tiegel eingeschmolzen wird.

Ein Vorzug des ersten Verfahrens ist der, dass man nur sehr kleine Stoffmengen zu seiner Durchführung bedarf; ein Nachteil liegt darin, dass der Eintritt der Verflüssigung oft nicht scharf beobachtet werden kann. Deshalb verdient die Tiegelmethode für genaue Messungen den Vorrang.

Für beide Verfahren gemeinsam gilt die Forderung, dass das benutzte Metall chemisch rein sei, da kleine Beimengungen oft den Schmelzpunkt erheblich ändern; auch während der Schmelzung ist das Metall vor Verunreinigung zu hüten und danach die Gasatmosphäre und das Tiegelmaterial zu wählen, mit denen das erhitzte Metall in Berührung kommt. Die meisten Metalle nehmen nämlich Sauerstoff aus der Luft auf und müssen deshalb unter reduzierenden Gasen geschmolzen werden, einige Metalle können im Porzellantiegel siliziumhaltig werden, alles Fehlerquellen, die einer genauen Schmelzpunktbestimmung hinderlich sind.

Dazu kommt noch bei hochschmelzenden Metallen die Schwierigkeit einer genauen **Temperaturmessung;** diese wollen wir zunächst eingehender erörtern.

Solange man mit der Skala des Quecksilberthermometers ausreicht, sind Temperaturbestimmungen verhältnismässig einfach; über 500 ° muss man *Pyrometer* benutzen, die erst in den letzten zehn Jahren zu bequemen und sicheren Messgeräten gestaltet worden sind.

Die älteste Form eines Pyrometers war ein Metallstab, dessen Längenzunahme der Temperaturzunahme proportional gesetzt wurde. Mit solchem *Stabpyrometer* hat schon *Newton* Schmelzpunkte gemessen.

Besonders oft verwandte man *Differential-Stabpyrometer*, unter denen das von *Daniell* aus Platin und Graphit hergestellte Pyrometer zu erwähnen ist. In neuerer Zeit haben *v. Steinle* und *Hartung* diesem Apparate die Form eines Graphitstabes gegeben, welcher von einer Eisenröhre umhüllt ist, deren Bewegung gegeneinander durch einen Zeiger vergrössert wiedergegeben wird.

Leider ist die Einstellung solcher Apparate für genaue Messungen zu unsicher und sie sind untereinander nur mangelhaft vergleichbar.

Gänzlich unbrauchbar ist das Pyrometer von *Wedgewood*, bei dem das Schwinden eines Zylinders aus ungebranntem Ton ein Mass der Temperatur geben soll, auf die der Tonkörper erhitzt war. Genauere Untersuchungen lehrten, dass die Verkleinerung des Tonzylinders nicht nur von der *Höhe,* sondern auch wesentlich von der *Dauer* der Erhitzung abhängt. Ferner verzieht sich der Zylinder leicht und verschiedene Tonarten haben verschiedenes Schwindemass. Trotz all dieser schweren Mängel ist das Pyrometer von *Wedgewood* immer noch nicht ausser Gebrauch gekommen.

Ueberhaupt eignen sich feste Körper nicht zu allgemein gültigen Temperaturmessungen, weil bei ihnen das Verhältnis Ausdehnung: Temperaturerhöhung, der „Ausdehnungskoeffizient“, nicht konstant ist, sondern meist mit zunehmender Temperatur grösser wird. So ist z. B. der lineare Ausdehnungskoeffizient des Kupfers bezogen auf 1 ° C [1])

bei	40 ° . . .	0,0000 168,
„	50 ° . . .	0,0000 170,
„	1000 ° . . .	0,0000 200.

In manchen Fällen, wie beim Eisen, treten ausserdem beim Erhitzen unregelmässige Aenderungen ein, die sich aus inneren Umlagerungen erklären.

Für genaue Temperaturmessungen ist man daher auf *Gase* als „thermometrische Substanzen“ angewiesen. Die Gase haben (in genügender Entfernung von ihrem Verflüssigungspunkt) sehr annähernd den gleichen Ausdehnungskoeffizienten (0,00367), so dass man in ihrer Ausdehnung ein allgemeiner gültiges Mass für die Temperaturbestimmung besitzt.

Hierbei ist es eine Frage von grundsätzlicher Bedeutung, ob der Ausdehnungskoeffizient der Gase *unabhängig* von der Temperatur ist. Geradezu lässt sich diese Frage nicht beantworten, weil wir die Ausdehnung des Gases ja als Mass der Temperatur nehmen. Würde der Ausdehnungskoeffizient sich ändern, so hätten die mit dem Luftthermometer gemessenen Temperaturdifferenzen in verschiedener Höhenlage verschiedenen absoluten Wert. [2])

[1]) *Landolt - Börnstein,* Physikalisch - chemische Tabellen, 2. Aufl., S. 97.

[2]) Ein absolutes Mass der Temperatur lässt sich thermodynamisch aus dem zweiten Hauptsatz ableiten.

Indirekt suchte *Viktor Meyer*[3]) darüber ein Urteil zu gewinnen, indem er die Ausdehnung von Stickstoff und Sauerstoff bis zur Weissglut miteinander verglich; er fand keinen Unterschied. Wenn sich also der Ausdehnungskoeffizient dieser Gase mit der Temperatur änderte, so müsste er sich bei beiden in ganz gleichem Masse ändern; da erscheint es wahrscheinlicher, dass er ungeändert bleibt und dass daher das Luftthermometer ein richtiges Mass für die Temperatur bietet.

Das *Gasthermometer* besteht ebenso wie das Quecksilberthermometer aus einem weiten Gefäss, an das eine lange, enge Kapillare angesetzt ist. Aus praktischen Gründen bestimmt man meist nicht die Zunahme des *Gasvolumens*, sondern hält das Volumen des Gases konstant und misst mit einem an die Kapillare angesetzten Quecksilbermanometer die Zunahme der *Spannung*, die nach den Gasgesetzen proportional der Temperatursteigerung ist.

Soll das Luftthermometer zur Messung sehr hoher Temperaturen dienen, so ist die Wahl eines passenden *Gefässmaterials* nicht leicht, da nur wenige sonst geeignete Stoffe in der Glühhitze unveränderlich und zugleich gasdicht sind. In erster Linie kommt, da Glas nur bis 500 ° brauchbar ist, Porzellan in Frage und zwar glasiertes Porzellan, da unglasiertes nicht gasdicht ist. Innen und aussen glasiertes Porzellan ist bis 1100 ° anwendbar; dann schmilzt die Glasur und beginnt zu verdampfen, wodurch der Gasinhalt des Gefässes vermehrt und die Angaben des Thermometers zu hoch ausfallen würden. Da die Porzellanmasse selbst einen viel höheren Schmelzpunkt hat, so kann man Gefässe, die nur aussen glasiert sind, bis 1450 ° benutzen. Bei dieser Weissglut ist freilich die Wandung schon etwas biegsam, so dass der Druck im Luftthermometer dem äusseren Drucke annähernd gleich sein muss, damit das Gefäss seine Form nicht ändert.

Bei den sehr ausgedehnten und sorgsamen Untersuchungen, die von *Holborn* und seinen Mitarbeitern in der physikalisch-technischen Reichsanstalt über das Luftthermometer angestellt wurden, ergab sich, dass das Luftvolumen, wenn man hoch erhitzt hatte, zwischen den verschiedenen Messungsreihen nicht ganz konstant blieb, was jedenfalls von einem Einfluss der Gefässwände herrührte. Füllte man statt mit Luft mit Wasserstoff, so änderte sich die Gasmenge in höherer Temperatur bei jeder neuen Heizung erheblich; auch Stickstoffüllung blieb nicht völlig konstant, sondern nahm meist nach jeder Heizung ein wenig zu.

Aus diesem Grunde verliess *Holborn* das Porzellan und wandte sich nach weiteren Versuchen mit Platin schliesslich dem *Platiniridium* zu.[4]) Er liess das Gefäss aus dieser sehr widerstandsfähigen Legierung (mit 20 v. H. Iridium) in Zylinderform anfertigen und füllte es mit *Stickstoff*. Nun blieben die Angaben des Thermometers sich dauernd gleich.

Bei dem Gebrauche des Luftthermometers ist zu berücksichtigen, dass in dem Verbindungsrohr vom Kolben zum Manometer, dem „*Stiel*", eine kleine Luftmenge von tieferer Temperatur enthalten ist. Um diesen Fehler auszumerzen, bestimmt man die Temperatur längs des Stieles mit besonderen Vorrichtungen und berechnet danach die anzubringende Berichtigung.

Die andere Korrektur zu ermitteln, die wegen der *Ausdehnung des Gefässes* angebracht werden muss, ist eine mühselige und langwierige Arbeit.

So haben *Deville* und *Troost* vor 50 Jahren den Ausdehnungskoeffizienten der von ihnen benutzten Porzellansorte zwischen 0 ° und 1500 ° durch etwa 200 Messungsreihen festgelegt.

In sinnreicher Weise hat in neuester Zeit *Daniel Berthelot*[5]) den Einfluss des Gefässmaterials ausgeschaltet, indem er die *Dichte* der erhitzten Luft auf *optischem* Wege nach einer Interferenzmethode bestimmte und aus der gefundenen Dichte gemäss den Gasgesetzen die Temperatur der Luft berechnete. Die Methode hat sehr hübsche Ergebnisse geliefert, dürfte aber in der Technik wohl kaum Anwendung finden.

Die *Heizung* des Luftthermometers geschieht heutzutage ausschliesslich auf elektrischem Wege, indem man eine Spirale aus Platinfolie oder Platindraht, die um ein unglasiertes Porzellanrohr[6]) gewickelt ist, durch einen starken elektrischen Strom zum Glühen erhitzt. Durch sorgfältige Umhüllung ist die Wärmeabgabe nach aussen auf ein Geringes herabgesetzt, so dass man nicht mehr unter der Glut, die von den früher benutzten Gebläseöfen ausgeströmt wurde, zu leiden hat. Noch viel mehr fallen die anderen Vorzüge des elektrischen Widerstandsofens ins Gewicht: die dem Platin äusserst schädlichen Flammengase fehlen, die leichte Regelung des Stromes gestattet, die Temperatur andauernd auf derselben Höhe bis auf den Grad genau zu erhalten, was bei den Gebläseöfen nicht zu erreichen war. Um die Temperatur im Innern des Heizrohres auf eine längere Strecke gleichmässig zu erhalten, ist es zweckmässig, die Windungen der Spirale an den Enden enger zu legen als in der Mitte. Der Ofen kann bis etwa 1500 ° benutzt werden; das Anheizen muss langsam geschehen, damit die Heizspule nicht beschädigt wird.[7])

So schön nun auch das Luftthermometer, wie wir gesehen haben, in allen Einzelheiten durch die langjährige Arbeit vieler Männer zu einem äusserst genauen Messinstrument ausgebildet worden ist, so bleibt es doch ein schwerfälliges und kostspieliges Gerät. Man hat daher stets darauf gesonnen, andere Pyrometer herzustellen, die bei gleicher Genauigkeit einfacher wären und durch Vergleich mit dem Luftthermometer geeicht werden könnten.

Pouillet suchte sich folgendermassen zu helfen: er bestimmte zunächst die spezifische Wärme des Platins zwischen 0 ° und 1200 °; erhitzte er dann eine gewogene Platinkugel auf die unbekannte Temperatur und mass die von der Kugel aufgenommene Wärmemenge in einem Kalorimeter, so konnte er jetzt umgekehrt hieraus die erreichte Temperatur berechnen.

Violle ging weiter, indem er annahm, dass die Formel

$$c_0^t = 0{,}0317 + 0{,}000\,006 \,.\, t,$$

worin c_0^t die mittlere spezifische Wärme des Platins zwischen den Temperaturen 0 ° und t ° bedeutet, noch über 1200 ° hinaus gilt. Er suchte die Temperatur des schmelzenden Platins dadurch zu bestimmen, dass er in geschmolzenes Platin eine Platinspirale tauchte, diese im Augenblick, als die Oberfläche des Platins erstarrte, mit der an ihr hängenden Scheibe von Platin heraushob und in das Wasser des Kalorimeters tauchte; er fand so als Erstarrungspunkt des Platins 1779 °.

Weit bequemer und genauer als diese kalorimetrischen Temperaturbestimmungen sind die *elektrischen* Pyrometer. Hier sind zwei Arten zu unterscheiden; bei der

[3]) *C. Langer* und *V. Meyer*, Pyrochemische Untersuchungen (Braunschweig 1885), S. 9.

[4]) *Prinsep*, der als Münzwardein in *Benares* (1829) zuerst das Luftthermometer zur Bestimmung hoher Schmelzpunkte benutzte, gebrauchte ein Gefäss aus Gold.

[5]) Annales de chimie et de physique (7. Folge) *26* (1902), 58—144.

[6]) Kein Chamotterohr, weil dies beim Glühen Gase entwickeln kann, die durch das Platiniridium diffundieren.

[7]) Kürzlich hat *Holborn* ein Rohr aus reinem Iridium anfertigen lassen, das durch einen Strom von 1000 Ampere erhitzt wird; da der Schmelzpunkt des Iridiums über 2000 ° liegt, so lässt sich im Inneren dieses Heizrohres die Temperatur weit über 1500 ° steigern (vergl. D. p. J. 1903, **318**, S. 427).

einen Art wird die Aenderung, die der Widerstand eines Metalldrahtes mit der Temperatur erfährt, mit einer Messbrücke bestimmt, bei der anderen die elektromotorische Kraft eines Thermoelementes mit dem Voltmeter oder genauer nach einer Nullmethode.

Als Beispiel eines Widerstandspyrometers sei das Instrument beschrieben, das *Heycock* und *Neville* zu Schmelzpunktbestimmungen benutzten[8]) (Fig. 1). Etwa 20 cm reinsten Platindrahtes von 0,1 mm Durchmesser sind bifilar um einen schmalen Rahmen von kreuzförmigem Querschnitt gewickelt, der von zwei Glimmerblättchen gebildet wird; diese Platinspirale hat etwa 2 cm Länge, ihr Widerstand beträgt bei 0° 3,3 Ohm. An die Enden der Spirale sind dickere Platindrähte gelötet und an diese schliesslich Kupferdrähte, die in Klemmschrauben endigen; die Drähte sind auf ihrem Wege durch Glimmerscheiben voneinander isoliert. Zum Schutze der Spirale und ihrer Zuleitungen dient ein innen und aussen glasiertes Porzellanrohr von 40 cm Länge und 7 mm innerem Durchmesser.

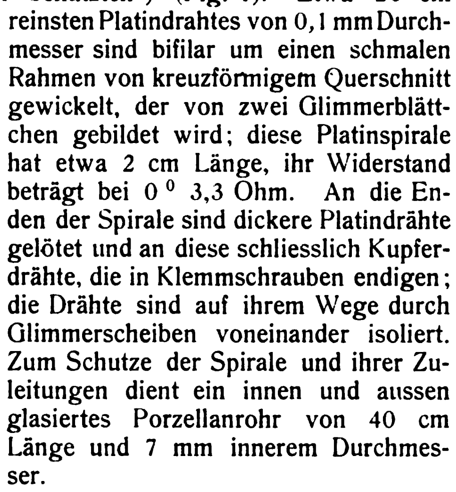


Fig. 1.

Um den Widerstand der Zuleitungen zur Spirale auszuschalten, dient der „*Kompensator*“, der genau wie das Pyrometer gestaltet ist, nur dass an der Stelle, wo bei diesem die Spirale sich befindet, Hin- und Rückleitung unmittelbar miteinander verbunden sind. Man sieht in der Figur die zwei Drähte des Kompensators den Leitungen des Pyrometers parallel laufen. Wird bei der Messung vom Gesamtwiderstand des Pyrometers der Widerstand des Kompensators abgezogen, so erhält man den Widerstand der Spirale allein.

Da sich bei längerem Gebrauche die Angaben des Widerstandsthermometers ändern, so muss es von Zeit zu Zeit wieder geprüft werden.

Erheblich einfacher in seinem Bau ist das von *Le Chatelier* angegebene *thermoelektrische Pyrometer*, das aus einem Platindraht und einem Platinrhodiumdraht (10 v. H. Rhodium) besteht. Ob die Drähte an ihrer Verbindungsstelle zusammengedreht oder zusammengeschweisst oder -geschmolzen oder mit Gold zusammengelötet sind, macht nach *Le Chateliers* Untersuchungen keinen Unterschied.

Was die Richtung des Stromes anlangt, so geht er an der erhitzten Lötstelle vom Platin zum Platinrhodium. Die Abhängigkeit der elektromotorischen Kraft von der Temperatur lässt sich in weiten Grenzen durch eine parabolische Gleichung wiedergeben. Fig. 2 zeigt für ein solches Pyrometer diesen Zusammenhang in zeichnerischer Darstellung; wir sehen, dass über 500° die Kurve fast geradlinig verläuft.

Neben seiner Handlichkeit hat das *Le Chatelier*sche Pyrometer den grossen Vorzug, dass es nicht wie das Luftthermometer oder das Widerstandspyrometer nur die mittlere Temperatur eines mehr oder minder grossen Raumes angibt, sondern die Temperatur des Punktes misst, an dem sich die Verbindungsstelle der beiden Drähte befindet.

Der Gebrauch dieses Pyrometers erfordert dieselben Schutzmassregeln wie alle Platinapparate: Heizgase sind von ihm fernzuhalten; ebenso ist Wasserstoff bei Gegenwart von Silizium schädlich. Man benutzt deshalb das Thermoelement nach Möglichkeit nicht ohne ein Schutzrohr aus glasiertem Porzellan.

Das Pyrometer nach *Le Chatelier* ist seiner Natur nach nur bis zum Schmelzpunkte des Platins benutzbar; darüber hinaus kann man aus der Lichtmenge, die von der Flächeneinheit des schmelzenden Körpers ausgestrahlt wird, seine Temperatur berechnen. Solche *optische* Pyrometer sind vor einigen Jahren (1901) von *Holborn* und *Kurlbaum*, von *Wanner* und anderen konstruiert worden und haben auch zur Bestimmung sehr hochliegender Schmelzpunkte Anwendung gefunden.[9])

Durch diese Pyrometer, von denen das nach *Le Chatelier* die weiteste Verbreitung gewonnen hat, ist die Schwierigkeit, genau und bequem hohe Temperaturen zu

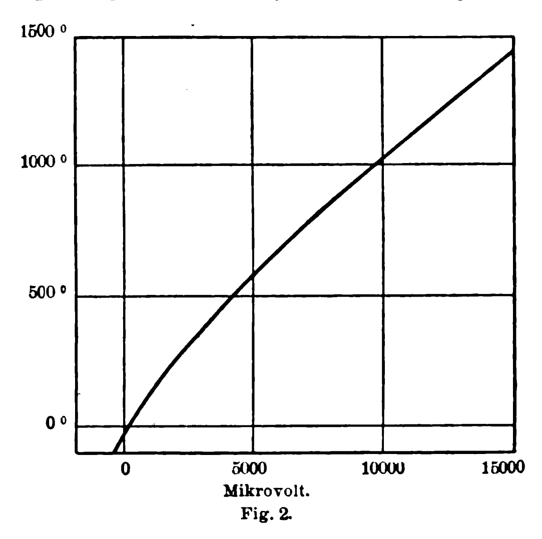


Fig. 2.

bestimmen, in hohem Grade überwunden. Nunmehr können wir uns wieder den Schmelzpunktsbestimmungen selber zuwenden. Wie gesagt, bieten sich hier zwei Wege, die *Drahtmethode* und die *Tiegelmethode*.

Für die Drahtmethode sind verschiedene Formen angewandt worden. *Becquerel* hing vor der Lötstelle des Thermoelementes an Platinhäkchen, die in einem eisernen Ringe befestigt waren, Drähte aus den zu untersuchenden Metallen auf. Kurz bevor der Schmelzpunkt erreicht war, liess er die Temperatur möglichst langsam ansteigen; so liess sich das Abschmelzen der Drähte scharf beobachten.

Le Chatelier fügte das zu schmelzende Drähtchen zwischen die Enden seines Thermoelementes ein; bei langsamer Temperatursteigerung stieg die Spannung des Thermoelementes stetig, bis plötzlich durch Schmelzen des Drahtes der Strom unterbrochen wurde.

Holborn und *Wien* machten darauf aufmerksam, dass bei dieser eleganten Methode das Durchschmelzen von der Spannung beeinflusst wird, welche die Drähte des Thermoelementes auf die Lötstelle ausüben, und welche bei den einzelnen Versuchen wechselt. Nach ihrer Ansicht kommen deshalb die höchsten Temperaturen, die man für diese Schmelzpunktsbestimmung beobachtet, der Wahrheit am nächsten, umsomehr als der Draht häufig an der Lötstelle kurz vor dem Schmelzen abbricht.

Die zweite Methode, die „*Tiegelmethode*“, wurde von *Le Chatelier* in kleinstem Masstabe angewandt, indem er die Lötstelle des Pyrometers mit einem dünnen Blättchen

[8]) Journal of the Chemical Society (neue Folge) 67 (1895), S. 160.

[9]) Vor kurzem ist es *Holborn* gelungen, für verschiedene Metalle direkt den Zusammenhang zwischen Temperatur und Lichtemission zu bestimmen. Er fand, dass, unabhängig von der Temperatur, im roten Licht Platin etwa $1/_3$, Gold $1/_8$ und Silber $1/_{14}$ der „schwarzen Strahlung“ aussendet (Sitzungsberichte der Preuss. Akademie der Wissenschaften 1905, S. 311.

aus dem zu untersuchenden Metalle umwickelte. Wurde nun in der Nähe des Schmelzpunktes die Temperatur sehr langsam gesteigert, so blieb, wenn das Blättchen schmolz, die Angabe des Voltmeters einige Augenblicke konstant.

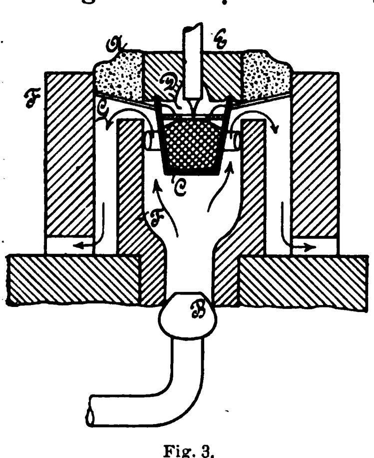
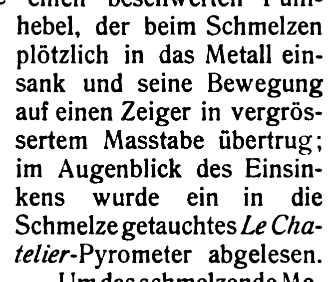


Fig. 3.

Gewöhnlich wird man grössere Mengen des Metalls für die Tiegelmethode anwenden, weil damit die Bestimmung des Haltepunktes der Temperaturänderung genauer wird. Ausserdem wird sich natürlich der Haltepunkt umso schärfer ausprägen, je grösser die Schmelzwärme des betreffenden Metalles ist und je vorsichtiger man die Aussentemperatur ändert.

Eine eigenartige Methode wandte *Muthmann*[10]) an, um das Schmelzen des Metalles sichtbar zu machen. Er brachte auf seine Oberfläche einen beschwerten Fühlhebel, der beim Schmelzen plötzlich in das Metall einsank und seine Bewegung auf einen Zeiger in vergrössertem Masstabe übertrug; im Augenblick des Einsinkens wurde ein in die Schmelze getauchtes *Le Chatelier*-Pyrometer abgelesen.



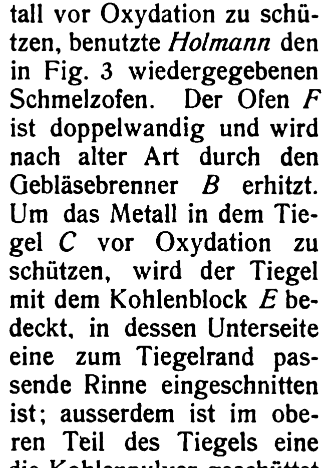


Fig. 4.

Um das schmelzende Metall vor Oxydation zu schützen, benutzte *Holmann* den in Fig. 3 wiedergegebenen Schmelzofen. Der Ofen F ist doppelwandig und wird nach alter Art durch den Gebläsebrenner B erhitzt. Um das Metall in dem Tiegel C vor Oxydation zu schützen, wird der Tiegel mit dem Kohlenblock E bedeckt, in dessen Unterseite eine zum Tiegelrand passende Rinne eingeschnitten ist; ausserdem ist im oberen Teil des Tiegels eine Kohlenplatte D angebracht, auf die Kohlenpulver geschüttet wird. Eine Asbestscheibe G, die mit einer dicken Schicht von Asbestfasern A bedeckt ist, hält die Hitze zusammen. Von oben her ragt durch Oeffnungen das Thermoelement bis in die Schmelze hinein.

In dem elektrisch geheizten Schmelzofen von *Holborn* (Fig. 4) ist die Heizspule aus blankem Nickeldraht (bis 1000 ^{0} brauchbar, sonst Platindraht) auf ein kurzes Chamotterohr R gewickelt, in dessen Innern der Tiegel aufgestellt ist; das Ganze ist durch Asbestwolle A und den dicken Chamottemantel C möglichst gegen Wärmeverlust geschützt. Um den *Sauerstoff* der Luft fernzuhalten, brachte *Holborn* das Metall in einen Graphittiegel, auf den ein zweiter Graphittiegel als Deckel gestülpt war; der Boden dieses zweiten Graphittiegels erhielt ein Loch, um das Thermoelement durchzulassen. In anderen Fällen schmolz *Holborn* unter einer schützenden Decke von Kochsalz.

Heycock leitete Kohlenoxyd oder Wasserstoff auf die Oberfläche des Metalles.

Würde das Metall aus Graphittiegeln und Porzellantiegeln Verunreinigungen aufnehmen, nämlich Karbide bezw. Siliziumverbindungen bilden, so muss man Tiegel aus Magnesia anwenden, die nach folgender Vorschrift hergestellt werden: reine Magnesia wird im elektrischen Flammenbogen geschmolzen, grob gepulvert und mit gesättigter Boraxlösung zu einem dicken Brei angerührt; mit diesem Brei wird ein Graphittiegel 3—5 mm dick ausgekleidet, getrocknet und bis zur höchsten Weissglut erhitzt, wobei der Borax verdampft. So erhält man einen porösen, aber gut haltbaren Tiegel aus fast reinem Magnesiumoxyd. [11])

Die Lötstelle des Thermoelementes wurde von *Holman* ungeschützt in das geschmolzene Metall getaucht. Man könnte einwenden, dass sich hierbei eine Legierung mit dem betreffenden Metall bildet; *Holman* überzeugte sich aber, dass es bei seinen Messungen nichts ausmachte, ob er das Thermoelement das erste Mal oder zu wiederholten Malen benutzte. Nach der Messung wurde das Thermoelement herausgezogen, die Lötstelle gereinigt oder einfach abgeschnitten und die Drahtenden im Knallgasgebläse von neuem zusammengeschmolzen. *Muthmann* tauchte die Lötstelle nur in die Decke aus geschmolzenem Salz $^1/_2$—1 cm über der Metalloberfläche. *Holborn* umgab das Element mit einem Porzellanschutzrohr von 5 mm Weite und 1,5 mm Wandstärke, das mindestens 4 cm in das geschmolzene Metall eintauchte und 1 cm über dem Boden des Tiegels endete. Aus Fig. 4 ersieht man, wie innerhalb dieses Schutzrohres die beiden Drähte voneinander durch ein dünnes Porzellanröhrchen isoliert sind.

Nach diesen allgemeinen Angaben wollen wir uns nunmehr den einzelnen Metallen zuwenden.

(Fortsetzung folgt.)

[10]) *Liebigs* Annalen 331 (1904).

[11]) Nach einem anderen Verfahren fertigen *Gebrüder Siemens* in Berlin Tiegel und andere Gegenstände aus gebrannter Magnesia an.

Untersuchungen über den Einfluss der Erde bei der drahtlosen Telegraphie.

Von Dr. **J. S. Sachs**, Frankfurt a. M.

(Schluss von S. 478 d. Bd.)

Wenden wir uns nun dem unter 3 erwähnten Ergebnis zu. Hebt man nur den Empfänger, Fig. 4, Versuch 3, in die Höhe, so steigt die Uebertragung schwächer als wenn man beide Apparate gleichmässig hebt; geht man nur mit dem Geber in die Höhe, Fig. 4, Versuch 4, so ist überhaupt keine Steigerung des Effektes zu verzeichnen. Es scheint also, als ob der nämliche Vorgang beim Empfänger und Geber auf die Uebertragung nicht gleichmässig einwirkt. Diese Annahme wird durch folgenden Versuch schlagend bewiesen.

Drei Personen, wovon die eine hoch gewachsen, stellten sich abwechselnd an den Geber und Empfänger. Das Mittel aus drei bis vier Ablesungen lieferte die Ergebnisse Tab. 8.



Tabelle 8.

Keine Person in der Nähe	398	Standard wurde am Anfang, zwischendurch einmal und am Schluss beobachtet und ergab einen ziemlich konstanten Ausschlag.
3 Personen am Geber	389	
3 Personen am Empfänger	338	
2 Personen am Empfänger; die grösste ab .	366	
Keine Person	391	
2 Personen am Empfänger	361	
Keine Person	397	

Ich glaube, dass die Ursache dieses verschiedenen Verhaltens in der ganz anderen Verteilung der elektrischen und magnetischen Kraft in der Nähe des Empfängers als des Gebers zu suchen ist. Die gemachten Versuche scheinen darauf zu deuten, dass die gleiche schirmende resp. dämpfende Ursache sich stärker bemerkbar macht, wenn sie auf den Empfänger wirkt.

Die Schirmwirkung eines Drahtes wurde durch folgende Versuche geprüft (s. Tab. 9). Ein etwa 8 m langer Draht von 2 mm Durchmesser wurde in 0,85 m Entfernung vor bezw. hinter dem Geber resp. Empfänger parallel zu den Antennen ausgespannt. Oben war der Draht an einer trockenen Holzlatte, die schräg über dem Gestell befestigt wurde, angebracht, so dass er als gänzlich vom Gestell isoliert angesehen werden konnte. Der Draht wurde nun einmal nur in die Erde gesteckt resp. an eine auf der Erde liegende Platte befestigt und in die Erde gesteckt, das andere Mal frei mit etwa 10 cm Abstand von der Erde hängen gelassen. Es wurde darauf geachtet, dass der ausgespannte Draht möglichst in einer Ebene mit den beiden Antennen zu hängen kam.

Ein für die Praxis wichtiges Ergebnis ist hier zunächst festzustellen, nämlich: ein von der Erde isolierter Draht übt nur sehr geringen dämpfenden Einfluss.[11]) Dies kann u. a. bei Schiffsinstallationen von Wichtigkeit sein.

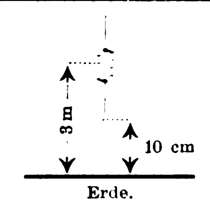
Der grössere Einfluss des geerdeten Drahtes[12]) gegenüber dem ungeerdeten resp. des gut geerdeten gegenüber dem weniger gut geerdeten ist wohl darauf zurückzuführen, dass durch die Erdverbindung die Eigenschwingung des Drahtes langsamer wird und so der Resonanz mit dem Geber genähert wird. *Im übrigen aber kann auch aus diesem Versuch die Vieldeutigkeit des Begriffes „Erdung“ entnommen werden.* Die einzelnen Spalten der Tab. 9 enthalten Mittelwerte aus mehreren hintereinander gemachten Versuchsreihen.

Dabei hat sich gezeigt, dass bei geerdetem Draht Ablesungsunterschiede bis zu 100 v. H. festzustellen waren, während bei freihängendem Draht die einzelnen Ablesungen nur um 3 v. H. abwichen.

Welch grosser Unterschied ist ferner zwischen den Ablesungen in der Horizontalreihe 3 und 4 der Spalte I! Derselben Ursache dürfte wohl auch der geringe Unterschied zwischen den Reihen 2 und 4 der Spalte IV zuzuschreiben sein.

Wurden nun die bisherigen Versuche so gemacht, dass Geber und Empfänger parallel zum Gebäude verliefen, so sollte auch durch einen Versuch festgestellt werden, welche *Schirmwirkung bezw. Reflexion das Gebäude* selbst ausübt. Dies wurde auf die aus der Skizze, Tab. 10, ersichtliche Weise gemacht.

Tabelle 9.



Geber und Empfänger 3 Meter über Erde.

Entfernung 30 Meter.

Vorgeschaltet vor Empfänger 150 Ohm, vor Standard 20 Ohm.

	I. Vor dem Geber			II. Hinter dem Geber			III. Vor dem Empfänger			IV. Hinter dem Empfänger		
	Standard	Empfäng.	E/St.	Standard	Empfäng.	E/St.	Standard	Empfäng.	E/St.	Standard	Empfäng.	E/St.
Ohne Draht	87	151	1,74	94	150	1,6	89	160	1,8	92	158	1,72
Mit Draht freihäng.	93	151	1,64	91	137	1,51	91	146	1,61	92	126	1,37
Mit einfachem geerdeten Draht	94	136	1,45	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Mit Draht an Platte und Erde	98	76	0,78	87	94	1,08	93	70	0,75	93	111	1,2

Tabelle 10.

E
50 Meter
G
a
Mauer.

Geber und Empfänger 3 m über Erde.

Vorgeschaltet 20 Ohm.

a	Standard	Empfäng.	E/St.
20 m	84	177	2,10
130 cm	93	162	1,74
25 cm	67	101	1,5

Die Versuche sind bei andauerndem sehr starken Regen ausgeführt worden.

Aus diesem Versuch ist der störende Einfluss von Gebäuden deutlich erkennbar.

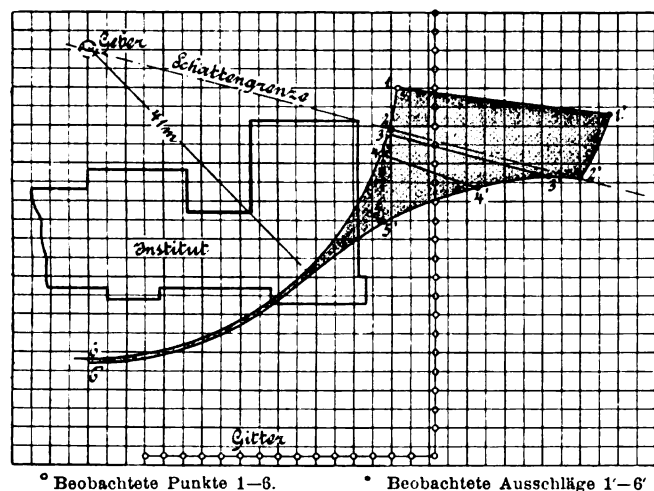
Aus den bisher besprochenen Versuchen ist jedenfalls das Eine mit Sicherheit zu entnehmen! Die Erde ist

[11]) Wenn der Draht in Resonanz steht, so verhält sich die Sache natürlich anders.

unter den früher geschilderten Verhältnissen nicht der Träger der elektrischen Wellen, im Gegenteil wirkt sie sowie alle mit ihr in Verbindung stehenden Leiter und Halbleiter auf die Uebertragung mehr oder weniger ungünstig.

Etwas anders können die Verhältnisse liegen bei der Ozeantelegraphie, obwohl auch hier Beugung jedenfalls eine Rolle spielen kann, wenn die Orte, zwischen denen telegraphiert wird, nicht allzu weit voneinander entfernt sind.

Die Beugung habe ich im folgenden (Fig. 6) untersucht.



° Beobachtete Punkte 1—6. • Beobachtete Ausschläge 1'—6'
Masstab für Entfernungen $1/2$ mm = 0,5 m
Masstab für Ausschläge $1/2$ mm = 25 mm Ausschlag bei 20 Ohne Vorschaltwiderstand.
Fig. 6.

Der Geber blieb während der Versuche ständig auf demselben Platze und mit dem Empfänger ging ich um das Institutsgebäude in einem Kreise vom Radius 41 m herum. Diejenigen Stellen, an denen der Empfänger bei dem Versuch Aufstellung fand, sind mit den Zahlen 1 bis 6 bezeichnet. Die Grösse der jeweiligen Ausschläge ist auf der Verlängerung desjenigen Halbmessers, der durch den untersuchten Punkt gezogen ist, vom Kreise ab aufgetragen. Die entsprechenden Ausschläge sind also 1 — 1', 2 — 2' usw. Der Punkt 5 konnte nicht genau auf dem Kreisumfange genommen werden, die Grösse des Ausschlages in diesem Punkte zählt aber auch vom Kreisumfange an.

Es ist bemerkenswert, wie die Ausschläge sich an der Schattengrenze verhalten und dass es mir gelungen war, selbst durch die ganze Breite des Gebäudes hindurch zu telegraphieren.

Um übrigens sicher zu gehen, dass die Verbindungsleitungen zum Induktor einerseits und dem Empfänger anderseits nicht etwa die Träger der Energie waren, wurden auch mehrere Ablesungen mit der dicht am Geber stehenden Batterie unter Weglassung des zum Induktor führenden Drahtes gemacht und sie ergaben fast identische Ablesungen wie bei Anwendung des Drahtes.

Zu erwähnen wäre hier noch, dass, als ich einen der Apparate im Zimmer aufgestellt und den anderen im Freien gelassen hatte, ich einen Ausschlag am Empfänger überhaupt nicht feststellen konnte.

Zum Schluss sei noch eine Reihe von Versuchen erwähnt, aus welcher der *Einfluss der Entfernung* ersichtlich ist. Bei diesem Versuch blieb der Geber stets auf seinem Platz stehen und nur der Empfänger wurde verstellt, da aber Bäume noch auf dem Platze standen, so können die Versuche nicht als durchaus rein gelten.

Tab. 11.

Empfänger und Geber in etwa 60 cm Höhe.

Vorgeschaltet 20 Ohm.

24 Meter		18 Meter		16 Meter		14 Meter		12 Meter		14 Meter		16 Meter		18 Meter	
Stand.	Empf.	Stand.	Empf.	Stand.	Empf.	Stand.	Empf.	Stand.	Empf.	Stand.	Empf.	Stand.	Empf.	Stand.	Empf.
478	111	406	181	415	240	421	290	396	354	400	308	400	246	384	182
Empfänger dividiert durch Standard															
0,23		0,45		0,58		0,69		0,88		0,77		0,61		0,47	
Empfänger / Standard $\times r^2$															
132,48		145,80		148,48		135,24		126,72		150,92		156,16		152,28	
Empfänger $\times r^2$															
63 936		58 644		61 440		56 840		50 976		60 368		62 976		58 968	

Die Versuchsreihe der Tab. 11 deutet darauf, dass der Integral-Effekt der Uebertragung ziemlich genau mit dem Quadrate der Entfernung abnimmt. Auch andere ähnliche Versuche ergaben das gleiche Resultat, trotzdem sind sie nur mit Vorsicht zu gebrauchen, da bei den relativ geringen Entfernungen, die zur Verfügung standen, absolut reine Versuche nicht auszuführen waren.

[12]) Die starke Schirmwirkung geerdeter Leiter scheint nach den Andeutungen, die ich bei *Prasch*, „Fortschritte auf dem Gebiete der drahtlosen Telegraphie", gefunden habe, bereits *Tissot* festgestellt zu haben. Leider ist bei dem Mangel jeglichen Literaturhinweises in diesem Buche eine sichere Feststellung dieser Tatsache mir unmöglich gewesen. *J. Zenneck* macht mich nachträglich darauf aufmerksam, dass er bereits im Jahre 1900 unter Zugrundelegung der Schirmwirkung von Drähten Versuche zur Erzielung gerichteter Telegraphie gemacht habe. Phys. Ztschr. 4, S. 363, 1903. *J. Zenneck*, Elektromagnetische Schwingungen, S. 858.

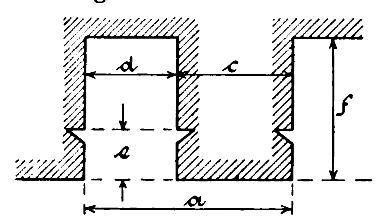
Wie ich bereits anfangs erwähnt habe, erheben die von mir hier beschriebenen Versuche nicht den Anspruch die Frage, welche Rolle die Erde bei der drahtlosen Telegraphie spielt, endgültig gelöst zu haben. Ich habe einige sehr wichtige Fragen gar nicht berührt, z. B. ob die Ergebnisse von der Wellenlänge unabhängig sind, wie sie sich gestalten würden auf einer Süss- und Seewasserfläche usw. Erst wenn über diese und noch viele andere Punkte Versuche in grösserer Anzahl vorliegen, wird man sich der Lösung dieser Frage nähern.

Kleinere Mitteilungen.

Die Vorausberechnung der Kurzschlusscharakteristik von Wechselstromgeneratoren.

Das Verhältnis der Erreger-Ampere-Windungen zu den Anker-Ampere-Windungen ist bekanntlich, wenn man nicht auf zu grosse Werte geht, konstant. Für verschiedene Konstruktionen schwankt der Wert dieser Konstanten von 1 bis 1,8. Im Mittel nimmt man gewöhnlich 1,25 an. Es können daher ziemlich grosse Abweichungen bei Annahme dieses letzteren Wertes vorkommen, die dann in der Folge zu einer falschen Beurteilung des Spannungsabfalles der betreffenden Generatoren führen würden.

Torda gibt deshalb in E. T. Z. 1905, H. 20, ein Verfahren an, mit dem man die Kurzschlusskurve genauer vorausberechnen kann. Zunächst setzt er die Gegenwindungen des kurzgeschlossenen Ankers gleich



0,9 $Z J \lambda$ bei Einphasen-Generatoren,
1,41 $Z J \lambda$ bei Zweiphasen-Generatoren,
2,12 $Z J \lambda$ bei Dreiphasen-Generatoren.

Z : Anzahl der Windungen f. d. Ankerphase,
J : Effektiver Strom f. d. Phase,
λ : Eine Zahl, die das Verhältnis des Polbogens zur Polteilung und Nutenteilung berücksichtigt.

$$\lambda = \frac{1{,}11\, b}{\sqrt{\tau}\sqrt{b - \frac{s^2 - 1}{3 s} \cdot \frac{\tau}{s'}}}$$

Hierin ist:
b : der Polbogen,
τ : die Polteilung,
s : die Anzahl der induzierten Nuten f. d. Pol und Phase,
s' : Nutenzahl f. d. Polteilung.

Die Werte von λ sind für verschiedene Nutenzahlen f. d. Pol und Phase über dem Verhältnis $\frac{b}{\tau}$ zu Kurven aufgetragen.

Für die oben erwähnte Konstante

$$C_s = \frac{\text{Feld-Ampere-Windungen}}{\text{Anker-Ampere-Windungen}}$$

setzt *Torda* eine abgekürzte Gleichung

$$C_s = 1 + \frac{r_0}{r'_2}$$

(In einem früheren Aufsatz E. T. Z. 1904, H. 31, abgeleitet). r_0 ist der magnetische Widerstand des Luftspaltes

$$r_0 = \frac{0{,}8}{\frac{b \cdot c \cdot l}{a \delta} + \frac{l\, b\left(e + \frac{d}{2}\right)}{a\,(e + \delta)}}$$

δ : Luftspalt, l : Armaturlänge.

Die anderen Bezeichnungen gehen aus nebenstehender Figur hervor.

r_0 ist hier für offene Nuten angegeben.

r'_2 ist der magnetische Widerstand des Weges der Armatur-Streulinien.

$$r'_2 = \frac{0{,}8}{\frac{4 f l a}{d \tau} + \frac{4 f c (\tau + a)}{\tau \cdot a} + (L - 2 l)\, {}^1/_2}$$

L : mittlere Länge einer Armaturwindung.

Nach diesem kann man für einen angenommenen Ankerkurzschlusstrom den zugehörigen Erregerstrom berechnen.

$$A\,W_{\text{Schenkel}} = \lambda \cdot C_s \cdot A\,W_{\text{Anker}}.$$

Es sind einige Beispiele angeführt, nach denen die grösste Abweichung der berechneten von den gefundenen Werten etwa 5 v. H. beträgt.

Ergebnisse mit Ringgeneratoren.

Ueber die Ergebnisse der auf der Grube *Von der Heidt* an der Saar in Betrieb befindlichen Ringgeneratoren für Verwendung von Abfallkohle und Waschberge, über die bereits in D. p. J. 1904, **319**, S. 351, berichtet wurde, macht Bergrat *Jahns* im „Glückauf" nähere Mitteilungen.

Wir entnehmen ihnen folgende Einzelheiten, ohne nochmals auf Bau und Betrieb der Anlage einzugehen.

Bei einem monatlichen Verbrauch von 2100 t Bergen mit etwa 20 v. H. Kohlengehalt werden rund 1800 Kalorien f. d. kg des verarbeiteten Materials, im ganzen 3 716 000 000 Kalorien erzeugt. 3 500 000 000 Kalorien werden zur Dampferzeugung verwandt, der Rest wird zum Betrieb zweier Gasmaschinen von 60 und 175 PS verwandt. Die Selbstkosten des so erzeugten Dampfes sellen sich auf 0,86 M. f. d. t gegen 1,84 M. des im Stochkessel erzeugten. — Das zu Kraftzwecken verwandte Gas wird mittels einer aus Skrubber und Sägemehlreiniger bestehenden sehr einfachen Reinigungsanlage von Staub und Teer befreit und dann in einen als Druckregler dienenden Gasometer gedrückt. — Die Gasmaschinen, die mit dem Gase betrieben werden, zeigen keinerlei nachteilige Einwirkungen, insbesondere wurden Teerabscheidungen an den Sitzflächen der Ventile und im Explosionsraume des Zylinders nicht beobachtet. Vorzündungen kamen niemals vor.

Die Gaskosten für 1 PS - Stunde berechnen sich bei einem Verbrauch von 2500 Kalorien zu 0,215 Pf.

Die Dampfkosten für 1 PS - Stunde in der Dampfmaschine sind

bei Dampferzeugung im Stochkessel: 2,16 Pf.,
„ „ „ Heizgaskessel: 1,03 Pf.

Dr. *Hgr.*

Bücherschau.

Handkommentar zur Eisenbahn-Verkehrsordnung. Von Dr. jur. *W. Hertzer*. Berlin, 1905. Otto Liebmann.

Das Buch behandelt in acht Abschnitten Eingangsbestimmungen, Allgemeine Bestimmungen, Beförderung von Personen, Reisegepäck, Expressgut, Leichen, lebenden Tieren und Gütern.

Aeusserlich gestaltet sich der Text recht übersichtlich durch Verwendung verschiedenen Druckes.

Die Auslegung erhält durch die vielen Hinweise auf das B. G. B., die Zivilprozessordnung, das Handelsgesetzbuch und andere autorative Quellen für die Praxis den Wert des positiv Begründeten, während diese Beziehungen dem Studierenden eine

Fülle von Anregung geben und ihn vor dem sinnlosen Paragraphen-Auswendiglernen bewahren. Zu bedauern ist, dass Verfasser auf die mit dem 1. Mai d. J. ausser Kraft getretenen Betriebsordnung für Hauptbahnen und Bahnordnung für Nebenbahnen Bezug nimmt, an deren Stelle die neue Eisenbahnbau- und -Betriebsordnung mit Gültigkeit vom gleichen Tage getreten ist. Dieser namentlich für solche, denen die alten Ordnungen nicht mehr zugänglich sind, recht fühlbare Mangel findet wohl seine Erklärung in der nicht günstigen Zeit der Bearbeitung des Buches, zu der die neue Ordnung noch nicht bekannt war.

Hiervon abgesehen, ist das Erscheinen des Buches mit Freuden zu begrüssen, welches in seinem bewusst umgrenzten Rahmen in erster Linie für die Beamten des äusseren Eisenbahnabfertigungsdienstes und für die Handelswelt bestimmt und in gleicher Weise zum Nachschlagen in der Praxis als auch zur Prüfungsvorbereitung für jüngere Eisenbahnverkehrsbeamte geeignet ist. Aber auch über diese Kreise hinaus kann es wegen seiner klaren und leicht verständlichen Auslegung der Vorschriften, namentlich in den Abschnitten II bis IV, dem reisenden Publikum nützliche Belehrung bringen. Denn es ist bekannte Tatsache, dass die meisten Reisenden ihre Rechtslage zur Eisenbahn recht wenig kennen und viel unnötiges Schreibwerk, viel Verdruss und Weiterungen der Verwaltung und sich selbst ersparen könnten, wenn sie nur mit den Beförderungsvorschriften besser vertraut wären, die auch durch Aushang bekannt gegeben werden und deren gesetzliche Grundlage sich in der Betriebsordnung im Abschnitt „Bestimmungen für das Publikum“ vorfindet.

Da das Buch somit in grösserer Allgemeinheit für das praktische Leben nützliche Belehrung zu bringen bestrebt und geeignet ist, kann ihm nur der beste Erfolg gewünscht werden.

Hans A. Martens.

Das System der Welt. Von *Adolf Wagenmann*. I. Der Ursprung von Energie und Materie. Cannstatt. Selbstverlag des Verfassers.

Es ist ein unabweisbares Bedürfnis des Menschen, das All um ihn und in ihm zu erkennen und zu begreifen. Dieses Bedürfnis zu befriedigen, hat man zwei Wege: Der eine, erst seit dem Beginn der Neuzeit bewusst vertretene, ist der der sogenannten exakten Wissenschaften: Physik, Technik usw. Dieser führt langsam, aber sicher vorwärts und hat unsere Erkenntnis schon bedeutend gefördert; ob er jemals vollständig zum erstrebten Ziel führen wird, kann jetzt niemand sagen; ob das vielumstrittene ‚Ignorabimus“ richtig ist oder nicht, wer will das jetzt entscheiden?

Der andere Weg ist der scheinbar schnellere. Auf Grund mehr oder weniger geschickt erfasster Hypothesen und Vorstellungen wird das Weltall aufgebaut und dann alles erklärt und erläutert. Es ist das der Weg, den schon die alten ionischen Philosophen von *Thales* an eingeschlagen hatten. Zum Ziele hat er aber bis jetzt noch nicht geführt, denn so manche auf dem ersten, langsamen, aber sicheren Wege gewonnene Erkenntnis hat im Handumdrehen das schönste Weltgebäude gestürzt. Wer vor 100 Jahren ein Weltsystem entworfen hätte, hätte wohl kaum das Energieprinzip in ihm aufgenommen. Heute wissen wir, dass ohne dieses Gesetz jedes System, und mag es sonst noch so bezaubernd sein, falsch ist. Wer kann nun heute sagen, ob sich nicht noch Erkenntnisse ergeben werden von ähnlicher, vielleicht noch grösserer Tragweite; jede solche Erkenntnis würde aber unweigerlich jedes mit den heute bekannten Begriffen aufgebaute Weltsystem über den Haufen stürzen.

Es ist deshalb sehr misslich, Weltsysteme zu entwerfen; trotzdem liegt aber gerade in dieser Aufgabe ein ganz eigener Reiz, auf welchen der auf dem Wege der exakten Forschung Vorschreitende vollständig verzichten muss. Dieser hat die Erkenntnis stets nur stückweise; jener erfreut sich sofort der vollen.

Verfasser hat den letzteren Weg eingeschlagen. Seine Grundlagen sind die Begriffe der Zahl und der Zeit. Er zeichnet die unendliche Zahlenreihe und die unendliche Zeitfolge in ein unendliches rechtwinkliges Koordinatensystem, dessen Achsen im Unendlichen zusammenstossen.

Dadurch, dass Verfasser die Zeit in anderer Richtung zählt als wir gewohnt sind — gewöhnlich wird der natürliche Fortschritt der Zeit als positiv gezählt, so dass ein Punkt, welcher sich in der positiven Richtung einer Linie bewegt, auch positive Geschwindigkeit hat; Verfasser zählt die Zeit in entgegengesetzter Richtung, so dass diese Geschwindigkeit negativ wird — kommt dann in jenem unendlich fernen Anfangspunkt der Zahlenwert $-\infty$ und der Zeitwert $+\infty$ zusammen. Beide addiert Verfasser und erhält dann „Null = Nichts“. In dieser Begründung des Systems liegen nach Ansicht des Referenten schwerwiegende Fehler: Da die Zeit nur eine Richtung hat, so ist es willkürlich, ob wir Vergangenheit oder Zukunft als positiv bezeichnen wollen; man darf aber aus dem für die unendlich ferne Vergangenheit angenommenen Wert $+\infty$ nicht Folgerungen ziehen, welche für den ebenso berechtigten Wert $-\infty$ nicht auch gelten. Ferner ist eine der ersten Grundlagen beim Rechnen: niemals verschieden benannte Zahlen addieren, also nicht Zahlenwerte zu Zeitwerten hinzuzählen. Gegen beide Sätze verstösst Verfasser.

Die durch das Zusammentreffen des Zahlenwertes $-\infty$ mit dem Zeitwert $+\infty$ entstandene Null ist nach Verfasser ein Zustand, der Urzustand. Durch eine Umkehr des *Descartes*schen „Cogito ergo sum“ schliesst Verfasser, weil ein Zustand vorhanden ist, muss auch ein Geist vorhanden sein, welchem der Zustand bewusst ist; dieses Urbewusstsein ist Gott.

Nachdem dieser Punkt erreicht ist, gelingt es dem Verfasser in höchst geistreicher und interessanter Weise ein die ganze Welt umfassendes System zu entwickeln, eine Entwicklung, die im vorliegenden Bande bis zum Auftreten der Masse geführt wird.

Ganz besonders anziehend sind die Kapitel geschrieben, welche die Sinus- und Tangentenlinien beschreiben und ihre Bedeutung für den Schönheitsbegriff darstellen.

Trotzdem es Verfasser nicht immer gelingt, Fehler zu vermeiden, wird das Buch doch vielen, welche sich von des Tages Mühe und Arbeit erholen wollen, durch die Begeisterung, mit welcher der Verfasser von der allumfassenden Machtfülle des menschlichen Geistes überzeugt ist, Befriedigung und Freude machen können.

Dr. *K. Schr.*

Chemische Technologie von Dr. *Fr. Heusler*, Geschäftsführer der Isabellenhütte G. m. b. H. in Dillenburg. Leipzig, 1905. B. G. Teubner.

Vorliegendes Werk bildet den dritten Band der im Verlage von B. G. Teubner erscheinenden Handbücher für Handel und Gewerbe und hat den Zweck, dem Nichtfachmann einen Ueberblick über das Gesamtgebiet der chemischen Technik zu bieten. Diese an sich nicht leichte Aufgabe hat der Verfasser in vorzüglicher Weise gelöst. Auf theoretischer Grundlage fussend, entrollt er ein grosszügiges Bild der sogen. chemischen Grossindustrie, der Metallurgie, der Technologie der Brennstoffe und ihrer Verwertungsprodukte, der landwirtschaftlichen Industrien und aller jener zahlreichen Gewerbe, in denen die Chemie Anwendung findet. Besonders die eigenartige, von der üblichen vorteilhaft abweichende Darstellung des Stoffes, die Berücksichtigung der allerneuesten Fortschritte der chemischen Technik und das reichhaltige, statistische Material, welches auf Grund der modernsten und zuverlässigsten Quellen gesammelt ist, erhöhen den Wert des Buches auch für den Fachmann in hervorragender Weise. Die Statistik der Eisen- und Kohlenproduktion, welche besonders für den Ingenieur von Interesse ist, hat Verfasser auf Grund der neuesten Quellen (an der Hand einer mustergültigen Studie von *Weisskopf*) wiedergegeben, auch die Kapitel über die modernen Industriezweige, der künstlichen Seiden, der Kontaktschwefelsäure, der elektrochemischen Kochsalzzerlegung tragen den neuesten Fortschritten auf diesem Gebiete Rechnung.

Trotzdem seien einige Mängel und Irrtümer in der Darstellung nicht unerwähnt gelassen. Auf Seite 134 ist die Ansicht, dass das Holz grösstenteils aus Zellulose bestehe, dahin zu berichtigen, dass im Holz ungefähr 50 v. H. Zellulose und 50 v. H. Lignin enthalten sind. Seite 163 ist die zur Bestimmung des Kohlensäuregehalts der Rauchgase dienende *Arndt*sche Gaswage beschrieben, hingegen der zweckmässigere und viel verbreitetere „Ados“-Apparat von *Arndt* nicht genannt. Seite 197 hätte bei der Regenerierung des chromsauren Natrons aus der bei der Alizarinfabrikation resultierenden Chromsulfatlauge auch das elektrochemische Verfahren von *Le Blanc*, welches von den Farbwerken vormals *Meister, Lucius & Brüning* in Frankfurt a. M. ausgeübt wird, erwähnt werden sollen. Auf Seite 227 ist das Verfahren der Melasseentzuckerung durch Osmose mangelhaft beschrieben, übrigens werden die nicht diffundierten Teile der Melasse nicht zur Wiesenberieselung benutzt, sondern auf sogen. „Osmosezucker“ verarbeitet. Seite 240 ist bei der Darstellung der Sulfitzellstoffabrikation der Satz enthalten, dass eine Charge bis zu fünf Tagen dauert; die Dauer derselben beträgt in gut geleiteten Betrieben höchstens 50--60 Stunden, gewöhnlich aber weniger, je nachdem, ob man festen oder bleichfähigen Zellstoff herstellt.

Das Buch enthält zahlreiche, äusserst gelungene Abbildungen, welche den besten Fachwerken und Fachzeitschriften entnommen sind. Die Ausstattung des Werkes ist eine vorzügliche.

Dr. *Arthur Wiesler.*

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

86. Jahrg., Bd. 320, Heft 32. **Berlin, 12. August 1905.**

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Nicholsons Versuche mit Schnellschnittstählen.

Von Prof. **Pregél,** Chemnitz.

Dr. *J. T. Nicholson,* Professor an der *Municipal School of Technology* in Manchester hat sehr interessante Schnittversuche mit Schnelldrehstählen vorgenommen, welche in der Zeitschrift „Engineering“ 1903, II, 590, veröffentlicht sind.

Zu diesen Versuchen hatte die Firma *W. G. Armstrong, Whitworth & Co. Lim.,* Manchester, eine Drehbank von 380 mm Spitzenhöhe und 3150 mm Länge zwischen Spitzen geliehen, welche von einem Elektromotor durch Vermittlung eines Stufenscheibendeckenvorgeleges betätigt, genügende Triebkraft besass, um sämtlichen Ansprüchen zu genügen.

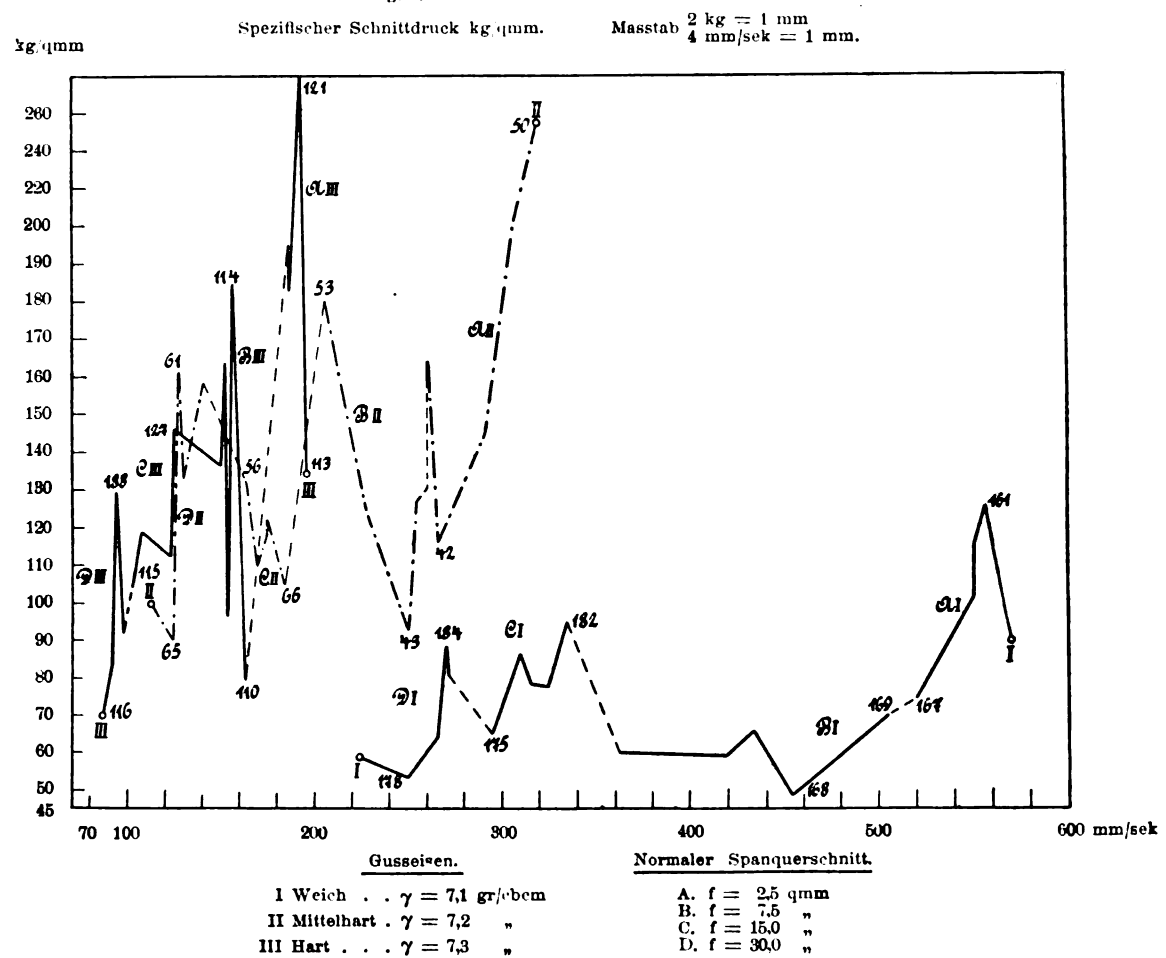


Fig. 1. Schaulinien zu Tabelle A—D und J.

Die dreiläufigen Stufenscheiben für 152 mm Riemenbreite hatten folgende Durchmesser in mm:

am Deckenvorgelege . .	800	700	600
an der Drehbankspindel .	400	500	600
mit Uebersetzung . . .	$\frac{2}{1}$	$\frac{1,4}{1}$	$\frac{1}{1}$

während die Rädervorgelege der Drehbank Uebersetzungen enthielten: . $\frac{14,9}{1}$ und $\frac{42,5}{1}$

Der *Schuckert*sche Elektromotor machte 100 bis 300 Minutenumläufe, so dass hiermit in Verbindung mit dem Decken- und Rädervorgelege der gewünschte Wechsel in der Schnittgeschwindigkeit erreichbar war. Am Antriebriemen zwischen Antriebscheibe und Stufenscheibe an der



Tabelle I.

Versuche mit Gusseisen

bei drei Materialhärten I—III und vier Spanquerschnitten A—D.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Versuchs-No.	Material	c Schnittgeschw. mm/Sek.	Schnittdruck			Mech. Effekt			Wirkl. Spanquerschn. qmm	Wirkliche Schnittfläche qcm/Sek.	Spanvolumen ccm/Sek.		Spangew. gewogen kg/Std.	Mech. Arbeit mkg/Std.kg	Wirkl. Schneidwinkel
			kg	normal kg/mm	kg/qmm	mkg/Sek.	mkgsek/qmm	PS			normal	berechnet			° ′
A) Spanquerschnitt $f = {}^{1}/_{16}'' \times {}^{1}/_{16}'' = 2{,}5$ qmm.															
165	I. Weiches Gusseisen $\gamma = 7{,}1$ gr/ccm	570	218	137	90,0	124	51,2	1,65	2,42	9,07	1,43	1,32	33,73	13 258	68 20
161		556	315	198	125,0	175	69,5	2,32	2,52	8,80	1,40	1,46	35,23	20 664	67 15
170		545	300	190	116,4	164	63,6	2,15	2,58	8,65	1,37	1,36	34,80	16 940	70 25
171		545	270	170	101,0	146	54,9	1,94	2,66	8,65	1,37	1,34	34,27	15 348	73 50
167		520	194	122	73,5	100	38,3	1,33	2,64	8,16	1,30	1,32	33,73	10 800	80 5
Mittel		**547**	**219**	**163**	**101**	**142**	**55,5**	**1,88**	**2,56**	**8,66**	**1,38**	**1,36**	**34,35**	**15 400**	**72° 0′**
50	II. Mittelhartes Gusseisen $\gamma = 7{,}2$ gr/ccm	316	477	300	255,2	150	80,8	2,00	1,87	5,12	0,790	0,567	14,70	36 965	76 0
48		304	430	270	200,8	130	61,2	1,73	2,14	4,77	0,760	0,725	18,77	25 090	76 55
46		290	367	230	144,6	106	41,8	1,41	2,54	4,53	0,725	0,691	17,90	21 330	73 35
42		264	274	173	115,6	72	30,4	9,96	2,37	4,17	0,660	0,674	17,46	14 800	67 10
52		258	400	252	162,8	103	41,9	1,37	2,46	4,11	0,645	0,638	16,54	22 470	80 40
Mittel		**286**	**390**	**245**	**176**	**115**	**51,2**	**1,50**	**2,27**	**4,54**	**0,72**	**0,66**	**17,07**	**24 130**	**74°50′**
113	III. Hartes Gusseisen $\gamma = 7{,}3$ gr/ccm	196	322	203	133,0	59,2	24,5	0,83	2,42	3,10	0,49	0,500	13,14	16 260	74 50
111		195	443	280	181,6	86,4	35,4	1,15	2,44	3,00	0,49	0,483	12,70	25 200	76 45
121		190	675	425	305,1	129,0	58,3	1,71	2,21	3,02	0,48	0,444	11,67	41 100	72 40
107		185	440	278	185,2	81,6	34,3	1,08	2,38	2,95	0,46	0,444	11,67	26 000	83 35
117		183	490	310	194,5	89,7	35,6	1,19	2.52	2,90	0.46	0,456	12,02	26 900	75 5
Mittel		**190**	**472**	**299**	**200**	**89**	**37,6**	**1,18**	**2,40**	**3,00**	**0,48**	**0,47**	**12,20**	**27 090**	**76°35′**
B) Spanquerschnitt $f = {}^{3}/_{16}'' \times {}^{1}/_{16}'' = 7{,}5$ qmm.															
169	I. Weiches Gusseisen $\gamma = 7{,}1$ gr/ccm	507	550	115	68,8	278	34,8	3,68	8,00	8,03	3,83	3,84	97,9	10 200	67 30
168		454	370	77	46,3	166	20,8	2,20	8,00	7,18	3,38	3,38	86,2	6 930	80 20
164		432	510	107	65,3	219	28,0	2,90	7,81	6.84	3,23	3,38	86,2	9 145	68 35
162		419	460	96	58,0	192	24,2	2,54	7,93	6,62	3,15	3,26	83,2	8 294	69 50
160		362	480	100	60,0	172	21,5	2,65	8,00	5,74	2,70	2,71	69,1	8 980	81 30
Mittel		**435**	**473**	**99**	**59,7**	**205**	**25,9**	**2,79**	**7,95**	**6,88**	**3,26**	**3,32**	**84,5**	**8 710**	**73°35′**
49	II. Mittelhartes Gusseisen $\gamma = 7{,}2$ gr/ccm	260	910	190	130	236	33,8	3,13	6,97	4,03	1,95	1,86	48,1	17 670	74 5
45		254	600	127	95	153	24,4	2,02	6,27	3,97	1,91	1,66	43,0	12 830	73 10
43		250	680	144	92	171	23,1	2,26	7,43	3,94	1,88	1,82	47,1	13 050	—
47		225	855	180	127	192	28,4	2,54	6,77	3,57	1,69	1,49	38,6	17 900	71 20
53		205	1160	250	181	237	37,0	3,14	6,39	3,12	1,54	1,34	34,8	14 490	79 25
Mittel		**239**	**842**	**178**	**125**	**198**	**29,3**	**2,22**	**6,77**	**3,73**	**1,79**	**1,63**	**42,3**	**17 190**	**74°30′**
110	III. Hartes Gusseisen $\gamma = 7{,}3$ gr/ccm	162	595	125	79	96	12,7	1,28	7,55	2,59	1,22	1,22	32,2	10 790	73 45
114		155	1210	253	185	187	28,6	2,48	6,52	2,47	1,16	0,99	26,1	25 780	75 25
108		154	730	153	96	112	14,8	1,49	7,55	2,45	1,16	1,15	30,4	13 270	84 20
112		153	1170	246	163	179	24,9	2,37	7,22	2,43	1,15	1,08	28,3	22 750	75 25
122		150	936	197	137	140	20,4	1,86	6,84	2,37	1,13	1,03	27,2	18 550	71 35
Mittel		**155**	**927**	**155**	**134**	**143**	**20,3**	**1,90**	**7,14**	**2,46**	**1,16**	**1,09**	**28,8**	**18 130**	**76°35′**

Decke, war ein Dynamometer von *Hefner-Alteneck* eingeschaltet, der selbst wieder durch eine *Prony*sche Bremse, welche am Werkstück an der Drehbank angeordnet war, zeitweilig geprüft wurde. Mit Hilfe des Zwischendynamometers und der Volt-Amperemeter konnten jederzeit der Effektverbrauch nachgewiesen werden. Die in bestimmter Zeitdauer abgefallenen Drehspäne wurden gewogen, der Schnittkreis, als Mittel zwischen den gemessenen Durchmesser vor und nach dem Schnitt berechnet und nach Ablesungen am Umlaufzähler die Schnittgeschwindigkeit festgelegt. Als normale Schnittiefe wurde die Hälfte der Durchmesserunterschiede angenommen, während als Schaltung (traverse) der Quozient, linearer Abstand parallel zur Drehbankachse, zwischen Schnittbeginn zu Schnittansatz am Ende des Versuches gemessen, dividiert durch die Anzahl Schnitte, bestimmt worden ist.

Als Schnittfläche wurde das Produkt aus Schnittlänge mal Umfang des abgedrehten Zylinders am Grund gemessen, also der Zylindermantel angegeben.

Der Schnittdruck an der Schneide des Werkzeuges wurde als Quozient aus Effekt durch Schnittgeschwindigkeit ermittelt. Weil dieser Effekt durch den *Prony*schen Zaum auf den Umfang des Werkstückes abgeleitet wurde, so beziehen sich diese Effektangaben auf die reine Schnittwirkung. Es bleibt daher der Wirkungsgrad der Drehbank unberücksichtigt.

Das Werkstückmaterial, zu diesen Versuchen, sechs Zylinder von annähernd 500 mm Durchmesser und 2745 mm Länge, wurde von *W. A. Armstrong, Withworth & Co.* unentgeltlich geliefert.

Drei Zylinder, I, II, III, waren aus Gusseisen, weich, halbhart und hart, drei Zylinder, IV, V, VI, aus Stahl

Tabelle I (Fortsetzung).

C) Spanquerschnitt $f = {}^3/_{16}'' \times {}^1/_8'' = 15$ qmm.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Versuchs-No.	Material	c Schnittgeschw. mm/Sek.	Schnittdruck			Mech. Effekt			Wirkl. Spanquerschn. qmm	Wirkliche Schnittfläche qcm/Sek.	Spanvolumen ccm/Sek.		Spangew. gewogen kg/Std.	Mech. Arbeit mkg/Std.kg	Wirkl. Schneidwinkel
			kg	normal kg/mm	kg/qmm	mkg/Sek.	mkgsek/qmm	PS			normal	berechnet			° ′
182	I.	337	1310	268	95,0	443	19,7	5,85	13,8	10,7	5,06	4,78	119,4	13 400	78 40
179	Weiches Gusseisen	326	1130	236	76,8	367	25,0	4,84	14,7	10,3	4,89	4,49	114,5	11 490	66 5
177	$\gamma = 7,1$ gr/ccm	316	1070	224	78,1	337	24,6	4,45	13,7	10,0	4,74	4,62	117,8	10 270	68 25
186		310	1170	248	84,8	363	26,3	4,80	13,8	9,9	4,67	4,54	115,9	11 270	72 50
175		296	970	214	64,7	288	19,2	3,80	15,0	9,4	4,44	4,45	113,6	9 090	67 45
Mittel		**317**	**1130**	**238**	**80,0**	**360**	**23,0**	**4,51**	**14,2**	**10,1**	**4,76**	**4,58**	**116,3**	**11 100**	**70°45′**
66	II.	186	1460	307	104	272	19,3	3,60	14,1	5,89	2,79	2,45	63,58	15 370	68 10
62	Mittelhartes Gusseisen	175	1710	359	121	299	21,2	4,65	14,1	5,22	2,63	2,27	58,75	18 300	68 25
68	$\gamma = 7,2$ gr/ccm	175	1700	356	118	297	20,6	4,20	14,4	5,46	2,63	2,46	63,65	15 810	75 25
58		169	1590	333	109	268	18,4	3,55	14,6	5,19	2,54	2,34	60,66	15 920	79 15
56		162	1680	342	137	272	22,1	3,61	12,3	5,07	2,43	2,00	51,95	18 800	78 5
Mittel		**173**	**1627**	**340**	**118**	**282**	**20,3**	**3,92**	**13,9**	**5,3**	**2,60**	**2,30**	**59,7**	**16 840**	**73°50′**
129	III.	127	1770	371	135	224	17,1	2,95	13,1	4,03	1,91	1,47	38,65	20 810	74 10
127	Hartes Gusseisen	126	1800	378	146	227	18,5	3,00	12,3	4,00	1,90	1,48	38,87	21 000	76 35
118	$\gamma = 7,3$ gr/ccm	125	1530	320	112	191	14,0	2,54	13,6	3,98	1,90	1,68	44,09	15 610	76 20
125		107	1800	379	118	193	12,7	2,55	15,2	3,39	1,61	1,52	39,90	17 440	82 10
115		103	1490	311	107	153	11,0	2,02	13,9	3,26	1,50	1,40	36,94	14 930	77 30
Mittel		**118**	**1676**	**352**	**122**	**194**	**14,7**	**2,61**	**13,6**	**3,73**	**1,76**	**1,51**	**41,7**	**17 960**	**77°20′**

D) Spanquerschnitt $f = {}^3/_8'' \times {}^1/_8'' = 30$ qmm.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
180	I.	271	2440	256	82,0	660	22,2	8,75	29,8	8,6	8,10	7,82	199,4	11 970	69 15
184	Weiches Gusseisen	270	2340	246	86,4	630	23,3	8,34	27 1	8.6	8.10	7,43	189,6	11 950	76 25
187	$\gamma = 7,1$ gr/ccm	266	1870	196	63,8	500	17,0	6,56	29,3	8,5	8,10	7,82	199,4	10 000	73 40
178		250	1610	169	52,7	400	13,2	5,30	30,6	7,9	7,50	7,66	195,3	7 550	67 50
174		223	1750	183	59,0	390	13,1	5,15	29,7	7,1	6,60	6,61	168,6	8 670	71 35
Mittel		**260**	**2000**	**169**	**68,8**	**516**	**17,8**	**6,82**	**29,3**	**8,2**	**7,68**	**7,47**	**190,5**	**10 030**	**71°45′**
59	II.	141	3810	400	158	537	22,3	7,11	24,1	4,50	4,20	3,25	84,32	23 000	81 20
67	Mittelhartes Gusseisen	130	3260	342	134	422	17,5	5,57	24,3	4,33	3,90	2,77	71,81	21 110	70 40
61	$\gamma = 7,2$ gr/ccm	128	3770	393	163	480	21,2	6,36	22,6	4,00	3,84	2,78	70,46	24 540	75 25
65		124	2640	277	88	327	10,9	4,32	30,1	3,86	3,72	3,49	90,36	23 070	70 5
63		112	2790	293	98	313	11,0	4,14	28,4	3,52	3,36	3,10	80,24	14 090	67 30
Mittel		**127**	**3250**	**365**	**128,2**	**416**	**16,6**	**5,50**	**25,9**	**4,0**	**3,80**	**3,08**	**79,5**	**21 160**	**73° 0′**
128	III.	99	2610	274	92	258	9,1	3,44	28,4	3,15	2,97	2,74	72,08	12 910	76 45
188	Hartes Gusseisen	94	3030	344	129	285	12,2	3,76	23,4	2,99	2,82	2,50	65,74	15 240	73 0
130	$\gamma = 7,3$ gr/ccm	92	2570	269	94	236	8,5	3,30	27,5	2,91	2,76	2,63	69,14	12 320	77 40
126		91	2450	258	83	223	10,1	3,49	29,5	2,91	2,73	2,62	68,90	11 640	85 0
116		87	2020	212	70	175	6,1	2,33	28,9	2,78	2,61	2,47	65,06	9 700	74 30
Mittel		**93**	**2534**	**272**	**93,5**	**236**	**9,2**	**3,27**	**27,6**	**2,9**	**2,38**	**2,60**	**68,2**	**12 360**	**77°25′**

mit vorgeschriebenem Kohlenstoffgehalt, und zwar 0,2, 0,3 und 0,5 v. H., ebenfalls als weich, halbhart und hart bezeichnet. Das Material wurde auf die chemische Zusammensetzung, ferner auf Festigkeit und Härte geprüft. Das spezifische Gewicht wurde bestimmt, so dass das Spanvolumen sowohl aus der Schnittfläche, geometrisch, als auch aus dem Spangewicht zu berechnen möglich war.

Zu diesen Versuchen haben die folgenden acht Firmen je zwölf Schneidstähle von 38 mm Quadratquerschnitt und 300 mm Länge geliefert und dabei Angaben über die gewünschte Schnittgeschwindigkeit, über die günstigen Schneid- und Anstellungswinkel, sowie das zu beachtende Härteverfahren mitgegeben.

Auf diesen Werkzeugen waren die Stahlmarken, z. B.:

H. S. S. High speed steel,
S. S. H. S. Special self hardening steel,
N. T. K. S. N. F. K. Speedicut,
M. H. S. S. *Mushet* high speed steel,
B. R. S. H. *Böhler* rapid self hard

usw. aus welchem die Werkzeuge ausgeschmiedet wurden, eingeschlagen. Nebst diesen waren die abgekürzten Initialen der Firmen, welche als Hersteller der Schneidstähle, also als Lieferanten der fertigen Drehstähle, hauptsächlich in Mitbewerb traten, angegeben.

Die Brandmarken der Firmen sind in den folgenden Tabellen, der Einfachheit wegen, noch weiter abgekürzt, während die Angabe der Stahlmarken nur in besonderen Fällen, z. B. bei *Mushet*-Stahl, angeführt ist.

Firma:	Brandmarke:	Tabellen-Abkürzung:
Armstrong, Whitworth & Co.	*A. W. & Co.*	*A. W.*
Samuel Buckley	*S. B.*	*S. B.*
John Brown & Co.	*J. B. & Co.*	*Br.*
C. Cammell & Co.	*C. C. & Co.*	*Cm.*
T. Firth & Sons	*T. F. & Sons*	*Fr.*

Tabelle Ia.

Versuche mit Stahl

bei drei Materialhärten IV—VI und vier Spanquerschnitten E—H.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Versuchs-No.	Material	c Schnittgeschw. mm/Sek.	Schnittdruck kg	normal kg/mm	kg/qmm	Mech. Effekt mkg/Sek.	mkgsek/qmm	PS	Wirkl. Spanquerschn. qmm	Wirkliche Schnittfläche qcm/Sek.	Spanvolumen ccm/Sek. normal	berechnet	Spangew. gewogen kg/Std.	Mech. Arbeit mkg/-td.kg	Wirkl. Schneidwinkel ° ′
E) Spanquerschnitt $f = {}^1/_{16}'' \times {}^1/_{16}'' = 2{,}5$ qmm.															
13	IV.	760	370	233	177	280	133	3,71	2,10	11,7	1,90	1,66	46,8	21 570	69 40
11	Weicher Stahl	673	390	246	167	263	112	3,48	2,34	11,0	1,68	1,30	36,7	25 750	78 5
5	$\gamma = 7{,}85$ gr/ccm	652	545	343	229	355	150	4,67	2,37	10,4	1,63	1,33	37,7	33 870	80 30
15		632	520	326	217	327	136	4,35	2,40	10,0	1,58	1,51	42,7	27 540	71 15
3		580	480	304	216	280	126	3,63	2,22	9,2	1,45	1,27	36,0	28 020	73 25
Mittel		**659**	**461**	**291**	**201,2**	**301**	**131,4**	**3,97**	**2,29**	**10,46**	**1,65**	**1,42**	**40,0**	**27 350**	**74°35′**
79	V.	556	290	182	200	160	111,0	2,13	1,45	8,87	1,39	0,974	27,5	21 100	69 5
81	Mittelharter Stahl	535	440	280	175	237	94,1	3,15	2,52	8,53	1,34	1,450	40,8	20 900	65 35
89	$\gamma = 7{,}85$ gr/ccm	535	440	277	182	235	97,1	3,10	2,42	8,42	1,34	1,260	35,6	23 770	69 40
91		535	384	242	155	205	82,6	2,71	2,48	8,49	1,34	1,370	38,6	19 210	62 45
83		520	460	290	184	240	93,5	3,14	2,56	8,29	1,30	1,320	37,3	23 050	68 40
Mittel		**534**	**403**	**214**	**179,2**	**216**	**95,7**	**2,85**	**2,29**	**8,50**	**1,34**	**1,28**	**36,0**	**21 610**	**67°10′**
143	VI.	303	535	337	201	162	60,9	2,15	2,66	4,81	0,76	0,839	23,7	24 610	67 25
135	Harter Stahl	301	730	460	323	220	96,8	2,91	2,26	4,77	0,75	0,687	19,4	40 600	69 55
137	$\gamma = 7{,}85$ gr/ccm	296	670	423	287	200	85,4	2,61	2,33	4,68	0,74	0,751	21,2	33 810	70 50
141		286	550	346	224	157	63,9	2,08	2,46	4,53	0,72	0,673	19,0	29 730	65 25
139		267	530	330	207	140	54,7	1,69	2,56	4,23	0,67	0,697	19,7	25 600	72 45
Mittel		**291**	**602**	**380**	**248,4**	**176**	**72,3**	**2,29**	**2,46**	**4,60**	**0,73**	**0,73**	**20,6**	**30 870**	**69°20′**
F) Spanquerschnitt $f = {}^3/_{16}'' \times {}^1/_{16}'' = 7{,}5$ qmm.															
2	IV.	566	1220	256	178	690	101,0	9,10	6,84	8,9	4,28	3,98	112,5	21 980	61 35
10	Weicher Stahl	550	1200	252	175	660	96,4	8,70	6,84	8,7	4,13	3,77	106,6	22 220	64 5
12	$\gamma = 7{,}85$ gr/ccm	543	1280	269	191	650	98,4	9,16	6,70	8,3	4,05	3,75	105 8	22 070	77 5
6		477	1130	237	172	540	82,1	7,13	6,60	7,7	3,60	3,11	87,9	22 160	73 5
4		423	1140	239	170	480	71,5	6,40	6,70	6,6	3,15	2,79	78,9	21 950	59 55
Mittel		**512**	**1194**	**250**	**177,2**	**600**	**90,0**	**8,10**	**6,74**	**8,04**	**3,84**	**3,48**	**94,3**	**20 080**	**67°15′**
82	V.	416	1040	218	139	433	58,0	5,71	7,48	6,29	3,12	2,87	81,1	19 180	65 20
90	Mittelharter Stahl	408	1240	260	169	507	69,0	6,68	7,35	6,62	3,06	3,05	86,2	21 170	66 5
84	$\gamma = 7{,}85$ gr/ccm	380	1160	243	157	440	59,4	5,84	7,42	6,20	2,85	2,86	80,8	19 690	66 5
88		360	1140	240	159	410	57,0	5,40	7,22	5,66	2,70	2,55	72,9	20 170	65 5
80		344	1170	246	152	403	52,4	5,32	7,68	5,46	2,58	2,47	69,9	20 750	72 30
Mittel		**382**	**1150**	**242**	**155,2**	**440**	**59,0**	**5,75**	**7,43**	**6,05**	**2,86**	**2,76**	**74,2**	**20 190**	**67° 0′**
136	VI.	222	1760	370	236	394	52,8	5,14	7,48	3,50	1,67	1,59	44,9	31 630	69 0
144	Harter Stahl	210	1840	386	230	386	48,3	5,10	8,00	3,32	1,58	1,65	46,5	29 870	65 30
132	$\gamma = 7{,}85$ gr/ccm	207	1340	280	178	277	36,8	3,65	7,52	3,29	1,55	1,56	44,2	22 540	61 30
138		206	1840	386	241	378	49,5	5,00	7,61	3,27	1,55	1,57	44,3	30 760	70 10
140		204	1770	370	230	360	47,0	4,76	7,68	3,22	1,53	1,54	43,5	29 880	74 20
Mittel		**210**	**1760**	**360**	**223,0**	**360**	**47,0**	**4,73**	**7,66**	**3,32**	**1,58**	**1,58**	**44,7**	**26 940**	**68° 0′**

Firma:	Brandmarke:	Tabellen-Abkürzung:
Samuel Osborn & Co.	*S. O. & Co.*	*Os.*
Seebohm & Dickstahl	*S. & D.*	*S. D.*
Vickers Sons & Maxim	*V. Sons & M.*	*V. M.*

Die Schneidstahlwinkel wurden vor und nach dem Schnittversuch gemessen und die Zeitdauer des Versuches notiert, sowie das besondere Verhalten des Schneidstahles entsprechend bemerkt.

Die Schnittversuche wurden auf vier normale Spanstärken, also auf vier Spanquerschnitte (f in qmm) gruppiert, welche in den Tabellen bezeichnet sind für Gusseisen und Stahl mit

Gusseisen;	Stahl	
A;	E	für $f = {}^1/_{16}'' \times {}^1/_{16}'' = 2{,}5$ qmm,
B;	F	„ $= {}^3/_{16}'' \times {}^1/_{16}'' = 7{,}5$ „
C;	G	für $f = {}^3/_{16}'' \times {}^1/_8'' = 15$ qmm,
D;	H	„ $f = {}^3/_8'' \times {}^1/_8'' = 30$ „

Unter Berücksichtigung der vorstehend angegebenen Zeichen I—VI für die Beschaffenheit des Werkstückmaterials bedeutet daher z. B.

A II: weiches Gusseisen, welches mit dem Schnittquerschnitt ${}^1/_{16}''$ Schnittiefe und ${}^1/_{16}''$ Vorschub, also mit $f = 2{,}5$ qmm Spanquerschnitt bearbeitet wird.

Dagegen wird G III angeben, dass harter Stahl mit 0,5 v. H. Kohlenstoffgehalt, durch einen Schnitt von ${}^3/_{16}''$ Tiefe bei ${}^1/_8''$ Vorschub bearbeitet, dass also ein normaler Span von $f = 15$ qmm abgenommen wird.

Jeder Versuchsgruppe sind sieben Einzelversuche, also sieben Schneidwerkzeuge zugewiesen. Um aber diese

Tabelle 1a (Fortsetzung).

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Versuchs-No.	Material	c Schnittgeschw. mm/Sek.	Schnittdruck kg	Schnittdruck normal kg/mm	Schnittdruck kg/qmm	Mech. Effekt mkg/Sek.	Mech. Effekt mkgsek/qmm	Mech. Effekt PS	Wirkl. Spanquerschn. qmm	Wirkliche Schnittfläche qcm/Sek.	Spanvolumen ccm/Sek. normal	Spanvolumen ccm/Sek. berechnet	Spangew. gewogen kg/Std.	Mech. Arbeit mkg/Std. kg	Wirkl. Schneidwinkel ° '
	G) Spanquerschnitt $f = {}^{3}/_{16}'' \times {}^{1}/_{8}'' = 15$ qmm.														
38	IV. Weicher Stahl $\gamma = 7{,}85$ gr/ccm	377	2360	496	170	890	64,0	11,76	13,9	11,7	5,70	5,08	143.6	22 240	68 25
27		372	2530	531	192	940	71,3	12,40	13,2	12,2	5.55	4,59	129.7	26 020	72 20
35		340	2440	512	175	830	59,7	10,78	13,9	10,7	5,10	4,48	126,5	23 520	71 30
40		324	2090	439	163	680	53,1	8,94	12.8	10,2	4,80	4,23	119,5	20 390	69 15
29		312	2560	538	200	800	62,5	10,51	12.8	9,8	4,65	4,01	113,2	25 490	70 0
Mittel		**345**	**2400**	**503**	**180**	**828**	**62,1**	**10,88**	**13,3**	**10,9**	**5,16**	**4,48**	**126,5**	**23 530**	**70°15'**
94	V. Mittelharter Stahl $\gamma = 7{,}85$ gr/ccm	276	2300	482	159	633	43,7	8,37	14,5	8,68	4,14	4,06	114.8	19 830	63 15
97		263	2470	518	169	640	43,8	8,55	14,6	7,56	3,95	3,71	104,7	21 930	63 10
105		262	2630	553	179	690	46,9	9,10	14,7	8,36	3,93	3,74	105,5	23 420	72 5
103		254	2360	496	167	600	42,5	7,95	14,1	8.06	3,81	3,54	100,1	21 600	62 15
95		247	2760	580	200	680	49,4	9,28	13,8	7,80	3,71	3,54	94,4	25 950	71 50
Mittel		**260**	**2500**	**526**	**175**	**650**	**45,3**	**8,65**	**14,4**	**8,1**	**3,91**	**3.68**	**104,0**	**22 550**	**66°30'**
149	VI. Harter Stahl $\gamma = 7{,}85$ gr/ccm	166	3580	751	242	594	39,4	7,85	14,8	5.27	2,49	2,38	67,3	31 860	75 55
153		157	3580	752	254	562	39.8	7,43	14,1	4,96	2,36	2,22	62,6	32 370	74 10
155		156	3000	629	199	467	30,9	6,20	15,1	4,96	2,34	2,36	66,6	25 220	69 10
157		153	2920	613	200	447	30,6	5,90	14,6	4,81	2,30	2,10	59,2	27 350	61 25
151		152	3060	643	207	465	31,4	6,15	14,8	4,81	2,28	2,29	64,7	24 940	69 5
Mittel		**157**	**3230**	**678**	**220**	**507**	**34,4**	**6,71**	**14,7**	**5,0**	**2,36**	**2,27**	**64,1**	**28 350**	**70° 0'**
	H) Spanquerschnitt $f = {}^{3}/_{8}'' \times {}^{1}/_{8}'' = 30$ qmm.														
39	IV. Weicher Stahl $\gamma = 7{,}85$ gr/ccm	278	4370	460	169	1210	46,7	16,05	25,9	9,1	8,40	7,08	200,0	21 780	67 35
36		268	4460	470	188	1200	50,6	15,74	23,7	8,6	8,10	6,45	182,2	23 720	71 45
41		259	4910	516	175	1300	46,4	16,73	28,0	7,9	7,80	7,22	204,0	22 930	68 25
28		251	4480	470	172	1130	43,3	14,85	26,1	8,0	7,50	6,40	180,9	22 460	66 35
34		195	6120	643	224	1190	43,5	15,81	27.3	6,1	6,00	5,31	150,0	22 570	61 40
Mittel		**250**	**4870**	**512**	**190**	**1206**	**46,1**	**15,84**	**26,2**	**7,94**	**7,56**	**6,49**	**183,4**	**23 890**	**67°10'**
96	V. Mittelharter Stahl $\gamma = 7{,}85$ gr/ccm	200	5000	525	185	1000	37,0	13,07	27,0	6,31	6,00	5,32	150,4	24 010	70 50
106		197	4430	465	162	872	31,7	11,51	27,4	6,25	5,91	5,35	151,2	20 780	69 30
104		191	4680	490	168	894	32,0	11,85	27,9	6,07	5,73	5,27	148,8	21 590	63 5
98		186	4640	487	176	860	32,7	11,38	26,3	5,89	5,58	5,08	143.6	21 490	67 50
93		184	4730	496	168	870	30,8	11,35	28,2	6,05	5,52	5,11	144,2	21 710	58 25
Mittel		**192**	**4693**	**493**	**172**	**900**	**32,8**	**11,83**	**27,4**	**6,12**	**5,75**	**5,23**	**147,7**	**21 920**	**66° 0'**
154	VI. Harter Stahl $\gamma = 7{,}85$ gr/ccm	106	6930	728	237	735	25,1	9,68	29,2	3,36	3,38	2,89	81,7	32 280	73 55
158		103	7070	742	255	728	26,3	9,53	27,7	3,22	3,09	2,79	78,7	33 290	63 30
146		102	7790	817	295	794	30,1	10,50	26,4	3,22	3,06	2,66	75,0	38 010	69 5
150		102	6660	700	234	680	23,9	8,95	28,4	3,22	3,06	2,89	81,6	30 060	73 15
152		102	5990	628	205	610	20.9	8,20	29,2	3,26	3,06	2,98	84,3	26 180	68 50
Mittel		**103**	**6885**	**725**	**245**	**710**	**25,3**	**9,37**	**28,2**	**3,26**	**3,13**	**2,84**	**80,3**	**31 960**	**69°45'**

Arbeit übersichtlicher zu gestalten, sind nur fünf Einzelversuche in den Tabellen angeführt, und jene Versuche, welche mit Fehler behaftet oder die eine zu kurze Versuchsdauer aufweisen, ausgeschieden worden. Diese Versuchsergebnisse sind ausserdem nach abnehmender Schnittgeschwindigkeit geordnet und auf metrisches Mass und Gewicht umgerechnet worden.

Zudem ist eine vollständige Umgestaltung der Spaltenordnung vorgenommen worden und diese von 1 bis 180 nummeriert, so dass Verwechslungen vermieden und die Bezugnahme erleichtert wird, während die in der ersten Spalte angeführten Versuchszahlen mit der ursprünglichen Bezeichnung übereinstimmen, so dass eine Vergleichung mit den Orginalangaben jederzeit möglich bleibt.

Hiermit dürften diese nicht nur wichtigen, sondern auch sehr interessanten Versuchsergebnisse den Maschinenindustriellen Deutschlands zugänglich gemacht und dabei dem Konstrukteur mancher Fingerzeig gewährt werden.

In den je vier Grundtabellen I, und zwar

I A bis I D für Gusseisen I, II, III

und I a E bis I a H für Stahl I, II, III

ist der Schnittdruck in kg, aus dem mechanischen Effekt in Pferdestärken und alsdann auf die normale Schnittiefe kg/mm als linearer spezifischer Druck berechnet, während der spezifische Flächendruck kg/qmm auf den wirklichen, den effektiven Spanquerschnitt (Spalte 10) bezogen ist.

Der mechanische Effekt ist jedoch nicht als (75 × PS), sondern als (kg × 0,001 mm/Sek.), also Schnittdruck (Spalte 4) mal Schnittgeschwindigkeit (Spalte 3) berechnet und dieser wieder als spezifischer Effekt auf den wirklichen Spanquerschnitt (Spalte 10) in mkg Sek./qmm zurückgeführt.

Der wirkliche Spanquerschnitt in qmm, sowie die Schnittfläche in qcm/Sek. sind aus den Originalangaben übernommen. Während ferner das Sekunden-Volumen (Spalte 12) aus den geometrischen Verhältnissen herrührt,

ist das Volumen (Spalte 13) in ccm/Sek. aus dem stündlichen Spangewicht (Spalte 14), also aus kg/Std. berechnet. Von besonderer Wichtigkeit ist in Spalte 15 die Angabe der spezifischen mechanischen Arbeit, auf die stündliche Spanleistung bezogen, während in Spalte 16 der wirkliche Schneidwinkel angegeben ist.

Am Schluss jeder Gruppe sind die Mittelwerte aus den fünf Einzelversuchen zusammengefasst, welche, sowie alle übrigen, eine passende Abrundung nach bekannten Regeln erfahren haben. Die Schneidwinkel wurden dabei auf je 5′ abgerundet.

Die Schaulinien Fig. 1 bis 3 betreffen ausschliesslich Gusseisen als Werkstückmaterial, und zwar ist in Fig. 1 der wirkliche spezifische Schnittdruck kg/qmm behandelt, wobei die Grösst- und Kleinstwerte jeder Gruppe nach Tab. I A bis D mit der entsprechenden Nummer des Versuches versehen sind, so dass diese zugleich den Hinweis auf Tab. I geben.

In analoger Weise sind in Fig. 2 die Schaulinien für die zpezifische mechanische Arbeit mkg/Std.kg und in Fig. 3 der spezifische mechanische Effekt Sek.mkg/qmm dargestellt. Beim Vergleich dieser drei Schauliniengrup-

Fig. 2. Schaulinien zu Tabelle A—D und K.

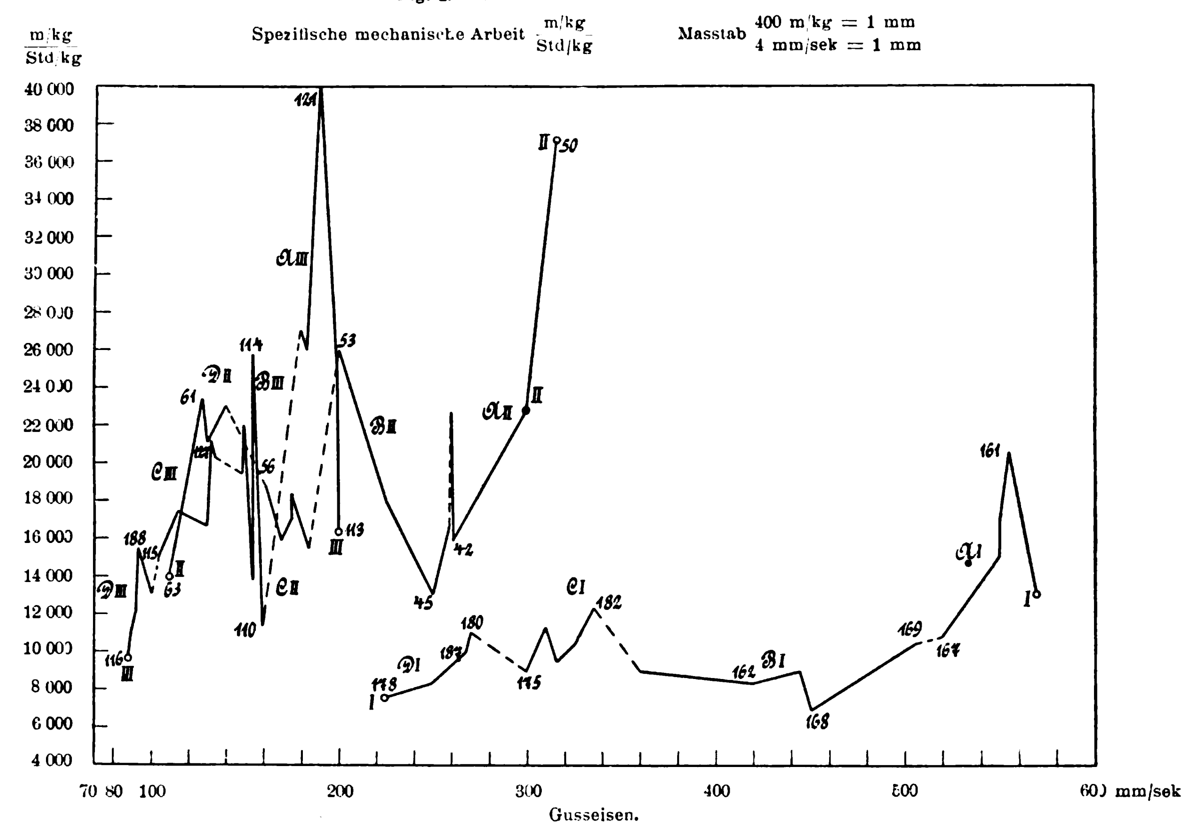
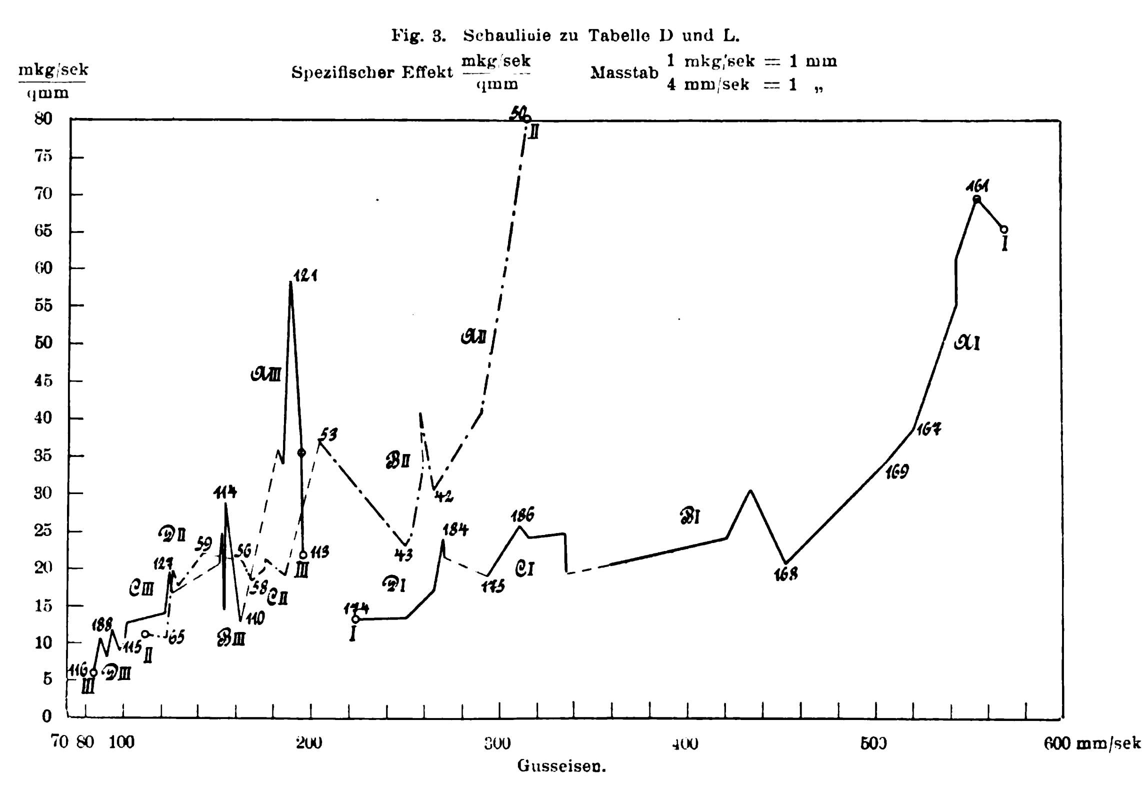


Fig. 3. Schaulinie zu Tabelle D und L.



pen (Fig. 1 bis 3) springt eine gewisse Uebereinstimmung der Gestaltung der einzelnen Polygonzüge sofort in die Augen, was selbstverständlich ist, weil sowohl die mechanische Arbeit, als auch der mechanische Effekt abhängig sind vom Schnittdruck, und alle drei Schaulinien einer gemeinschaftlichen Grundlinie mm/Sek. in demselben Masstabe entsprechen.

Durch eine passende Wahl der Ordinaten-Masstäbe könnte unter Umständen eine annähernd vollständige Ueberdeckung aller drei Schaulinien erhalten werden, so dass in einem einzigen Linienzuge die drei Werte zum Ausdruck gelangen könnten.

(Fortsetzung folgt.)

Kinetik und Kinetostatik des Schubkurbelgetriebes.

Von Dr. ing. **Hermann Meuth**, Karlsruhe.

(Fortsetzung von S. 489 d. Bd.)

3. *Die äusseren Kräfte.*

Die auf das Kurbelgetriebe von aussen einwirkenden Kräfte sind die Triebkraft, welche bei Kraftmaschinen am Kolben angreift, der nutzbare Widerstand, welcher in Richtung der Kolbenbewegung, der Triebkraft entgegengesetzt, oder senkrecht zur Kurbelrichtung wirkt, die Reibungskräfte, der Bewegungsrichtung entgegenwirkend, und die Schwerkraft oder das Gewicht der Getriebeteile. Zu letzteren gehören: das Gewicht der nicht ausgeglichenen Kurbel, der Lenkstange und des Kreuzkopfes, der Kolbenstange und des Kolbens. Die Angriffspunkte sind die zugehörigen Schwerpunkte dieser Teile (s. Fig. 2).

Die treibende Kraft und der Nutzwiderstand sind gewöhnlich durch Diagramme in ihrem Verlaufe gegeben. Die Reibung im Kurbelmechanismus ist entweder von der Kraftkurve abzuziehen oder der Widerstandskurve zuzufügen.

Es muss das Moment aller Kräfte in bezug auf den Drehpunkt der Kurbel bestimmt werden. Bezüglich der Gewichte der Getriebeteile können bei einer liegenden Maschine natürlich die im Kreuzkopf vereinigten Gewichte der nur hin- und hergehenden Teile keine Drehung der Kurbel hervorrufen, da deren Druck von der Gleitbahn direkt aufgenommen wird, im Gegensatz zu der nicht unbeträchtlichen Gewichtswirkung dieser Teile bei stehenden Maschinen. Um beide Fälle nebeneinander behandeln zu können, werde ein Neigungswinkel γ der Gleitbahn gegen die Wagerechte eingeführt.

Die Grösse des Gesamtdrehmomentes an der Kurbel Q erhält man unter Anwendung des Prinzipes der virtuellen Arbeiten, welches lautet:

$$\Sigma K_1\, \delta x + \Sigma K_2\, \delta y = Q\, \delta\varphi,$$

wenn K_1 und K_2 die Komponenten der äusseren Kräfte in den Richtungen X und Y und δx und δy die Verschiebungen sind, welche die Punkte, an denen die Kräfte K_1 und K_2 angreifen, bei einer gedachten Drehung der Kurbel um $\delta\varphi$ erleiden. Die Summe der Kräfte setzt sich zusammen aus den Kräften, welche an den einzelnen Gliedern des Getriebes angreifen (Fig. 2). Bei der Kurbel greift im Zapfen der reduzierte Widerstand W an, im Schwerpunkt G_k, letztere ebenfalls auf den Zapfen reduziert $= G_k \cdot \frac{k'}{r}$. Die Komponenten in den Achsrichtungen sind demnach

$$K_1 = +\, W \sin(\varphi + \gamma) \text{ in der } X\text{-Richtung},$$

$$K_2 = -\, W \cos(\varphi + \gamma) - G_k \frac{k'}{r} \text{ in der } Y\text{-Richtung}.$$

Die virtuellen Verschiebungen sind, da $x = r\cos(\varphi + \gamma)$ und $y = r \sin(\varphi + \gamma)$,

$$\delta x = -\, r \sin(\varphi + \gamma)\, \delta\varphi \quad \text{und} \quad \delta y = r\cos(\varphi + \gamma)\, \delta\varphi.$$

An der Lenkstange greift lediglich ihr Gewicht im Schwerpunkt an.

Es ist also $K_1 = o$ und $K_2 = -\, M_3 \cdot g$; die virtuellen Verschiebungen mit

$$x = r\cos(\varphi + \gamma) + z'_0 \cos(\eta - \gamma)$$

und

$$y = r \sin(\varphi + \gamma) - z'_0 \sin(\eta - \gamma)$$

sind

$$\delta x = -\, r \sin(\varphi + \gamma)\, \delta\varphi - z'_0 \sin(\eta - \gamma)\, \delta\varphi \cdot \frac{d\eta}{d\varphi}$$

und

$$\delta y = r \cos(\varphi + \gamma)\, \delta\varphi - z'_0 \cos(\eta - \gamma)\, \delta\varphi\, \frac{d\eta}{d\varphi}.$$

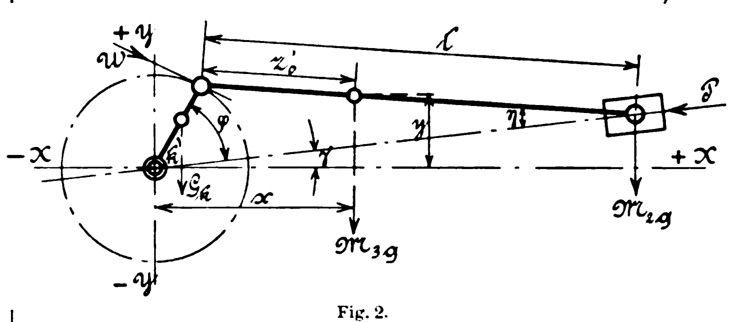


Fig. 2.

Am Kreuzkopf greifen an:

in wagerechter Richtung $-\, P\cos\gamma$,

in senkrechter Richtung $-\, P \sin\gamma$

und das Gewicht der hin- und hergehenden Teile $-\, M_2\, g$, also

$$K_1 = -\, P\cos\gamma;\ K_2 = -\, P\sin\gamma - M_2\, g.$$

Die virtuellen Verschiebungen in den Achsrichtungen haben denselben Ausdruck wie diejenigen des Schwerpunktes der Lenkstange, wenn für z'_0 die Stangenlänge l gesetzt wird. Es ist demnach

$$Q = -\, W \cdot r + P\cos\gamma \left(r \sin(\varphi + \gamma) + l \sin(\eta - \gamma)\frac{d\eta}{d\varphi}\right)$$

$$- G_k\, k' \cos(\varphi + \gamma) - M_3\, g \left(\cos(\varphi + \gamma)\right.$$

$$\left. - z'_0 \cos(\eta - \gamma)\frac{d\eta}{d\varphi}\right) - (P\sin\gamma + M_2\, g)\left(r\cos(\varphi + \gamma)\right.$$

$$\left. - l\cos(\eta - \gamma)\frac{d\eta}{d\varphi}\right).$$

Für liegende Maschinen ist $\gamma = 0^0$ und

$$Q = -\, W \cdot r + P \cdot r \frac{\sin(\varphi + \eta)}{\cos\eta}$$

$$- \left(G_k\, k' + M_3\, g\, r\, (1 - a)\right) \cos\varphi,$$

für stehende Maschinen ist $\gamma = 90^0$ und

$$Q = -\, W \cdot r + P r \frac{\sin(\varphi + \eta)}{\cos\eta} + \left(G_k k' + (M_2 + M_3) g r\right) \sin\varphi$$

$$+ (M_2 + a\, M_3)\, g \cdot r \frac{\sin(\varphi + \eta)}{\cos\eta}.$$

$\frac{P \sin(\varphi + \eta)}{\cos \eta}$ ist die Tangentialkomponente T des Kolbendruckes im Kurbelkreis; auch der Widerstand kann in der Richtung des Kolbenweges wirken und in seinem Verlaufe in gleicher Weise wie der treibende Druck durch ein Indikatordiagramm gegeben sein. In diesem Falle ist dessen Tangentialkomponente ebenso zu bilden. Zur weiteren Verwertung dieser Ausdrücke für die Bewegungsgleichung 1b) ist die analytische Darstellung derselben notwendig.

Für die Tangentialkomponente der Triebkraft könnte man z. B. bei einer Dampfmaschine einen Kolbendruck zugrunde legen, welcher sich nach einem gesetzmässig angenommenen Verlauf (z. B. Expansion und Kompression nach dem Hyperbelgesetz) ändert. Diesen Weg schlagen *Grashof*[29]) und *Weisbach*[30]) ein. Die folgende Behandlung des Tangentialdruckes geht von dessen tatsächlichen Verlauf aus. Es ist die Tangentialkomponente zunächst aus dem Kolbenüberdruck zu bilden und auf der Basis des abgewickelten Kurbelkreises aufzutragen. Das kann entweder auf graphischem Wege geschehen, wie es aus den späteren Fig. 9 und 10 hervorgeht, oder mit Hilfe untenstehender Tabelle, welche für 24 Teile des Kurbelkreises die Werte von $\sin \frac{(\varphi + \eta)}{\cos \eta}$ enthält und für drei verschiedene Stangenverhältnisse $\lambda = \frac{l}{r} = {}^1/_4,\ {}^1/_5$ und ${}^1/_6$ benutzt werden kann.

In den unregelmässigen Schwankungen des Tangentialdruckes erkennt man zunächst nur die *eine* Gesetzmässigkeit: nämlich die Periodizität mit der Dauer einer (oder mehrerer) Umdrehungen, welche im Beharrungszustand der Maschine vorhanden ist. Mögen nun diese periodischen Schwankungen innerhalb eines Umlaufes ganz beliebige sein, immer lässt sich nach dem *Fourier*schen Theorem der unregelmässige Verlauf in eine Reihe gesetzmässiger Schwankungen auflösen, welche in unserem Falle, entsprechend der Darstellung der Tangentialkräfte über dem abgewickelten Kurbelkreis, nach Vielfachen des Sinus und Cosinus des Drehwinkels fortschreiten.

Die Reihe für den Tangentialdruck lautet darnach:

$$T = A_0 + A_1 \cos \varphi + A_2 \cos 2\varphi + \ldots.$$
$$+ B_1 \sin \varphi + B_2 \sin 2\varphi + \ldots.$$

Die Koeffizienten A und B bestimmen sich aus

$$A_n = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} T \cos n\varphi \, d\varphi$$

$$\text{und } B_n = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} T \sin n\varphi \, d\varphi$$

Aus dem ursprünglichen Tangentialdruckdiagramm ist hiernach ein neues zu bilden, indem man die einzelnen Werte des Tangentialdruckes mit dem sin bezw. cos des n-fachen Kurbelwinkels an der zugehörigen Stelle multipliziert und die graphische Integration der von den Kurven eingeschlossenen Flächen mit Hilfe der Integralkurve[31]) oder mit dem Planimeter vornimmt. A_0 ist offenbar der mittlere Wert des Tangentialdruckes während einer Umdrehung, der im Beharrungszustand gleich demjenigen des Widerstandes sein muss. In gleicher Weise kann der Widerstand durch eine periodische Reihe dargestellt werden. In der Verbindung $(T - W)$ beider Reihen verschwindet dann das konstante Glied. Man kann noch die Koeffizienten entsprechender Glieder zusammenfassen und ausserdem der Reihe noch die Form geben

$$(T - W) = \mathfrak{A}_1 \cos(\varphi + \varepsilon_1) + \mathfrak{A}_1 \cos 2(\varphi + \varepsilon_2) + \ldots$$

worin $\mathfrak{A}_1 = \sqrt{A_1^{1\,2} + B_1^{1\,2}}$ usw. und ε Phasenwinkel bedeuten, welche aus der Beziehung $\operatorname{tg} \varepsilon_n = \frac{B'_n}{A'_n}$ gefunden werden.[32])

A'_n und B'_n sind die Koeffizienten der kombinierten Reihe $(T - W)$.

Nach diesem Verfahren ist die Analyse von Tangentialdruckdiagrammen schon mehrfach ausgeführt worden.[33])

Man kann durch Berücksichtigung einer genügenden Zahl von Gliedern in der Reihe eine grosse Annäherung an den wirklichen Verlauf der Tangentialdrucke erreichen. Jedoch ist für die weitere Verwendung der Reihe eine grosse Zahl von Gliedern sehr hinderlich. Begnügt man sich mit weniger Gliedern, so macht man die Erfahrung, dass die Annäherung eine unzureichende wird und zwar umsomehr, je stärker sich die Schwankungen eines Tangentialdruckdiagrammes über den mittleren Druck an einer

Winkel in Graden		0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180
		360	345	330	315	300	285	270	255	240	225	210	195	
Winkel in Bogenmass		0	$\pi/12$	$\pi/6$	$\pi/4$	$\pi/3$	$5\pi/12$	$\pi/2$	$7\pi/12$	$2\pi/3$	$3\pi/4$	$5\pi/6$	$11\pi/12$	π
		2π	$23\pi/12$	$11\pi/6$	$7\pi/4$	$5\pi/3$	$19\pi/12$	$3\pi/2$	$17\pi/12$	$4\pi/3$	$5\pi/4$	$7\pi/6$	$13\pi/12$	
$\frac{\sin(\varphi + \eta)}{\cos \eta}$	$\lambda = {}^1/_4$	0	0,321	0,608	0,832	0,975	1,029	1,000	0,903	0,757	0,581	0,391	0,196	0
	$\lambda = {}^1/_5$	0	0,309	0,585	0,808	0,954	1,021	1,000	0,915	0,780	0,605	0,415	0,208	0
	$\lambda = {}^1/_6$	0	0,301	0,572	0,790	0,940	1,010	1,000	0,924	0,794	0,624	0,428	0,217	0

[29]) Theoretische Maschinenlehre, Bd. 2, S. 371.

[30]) Ingenieur- und Maschinenmechanik, III/I, S. 744.

[31]) In der später folgenden Fig. 7 ist die Konstruktion der Integralkurve für die rechte Diagrammhälfte angegeben. Das Verfahren beruht auf der Verwandlung aller Flächenstreifen, in welche das Tangentialdruckdiagramm zerlegt ist, in Rechtecke von der Basis 12—24. Man projiziert zu diesem Zwecke die Punkte a, b, c usw. (der mittleren Höhen der Flächenstreifen) auf die letzte Ordinate und bringt mit dem Strahl $12\,a'$ die mittlere Ordinate des Flächenstreifens 12—13 in p zum Schnitt, darauf zieht man $p\,q \parallel$ zum Strahl $12\,b'$, $q\,r \parallel 12\,c'$ u. s. f. Auf diese Weise werden die in Rechtecke von der Basis 12—24 verwandelten Flächenstreifen gleichzeitig addiert; man erhält in der letzten Ordinate 24 in T_{m_2} die Höhe des Rechteckes mit der Basis 12—24, welches dem Inhalt der rechten Diagrammhälfte gleich ist d. h. die mittlere Höhe oder den mittleren Tangentialdruck für die betrachtete Diagrammhälfte. Jede andere Ordinate ergibt, mit der Basis 12—24 multipliziert, den Inhalt der Fläche an, welche von dieser Ordinate, der zugehörigen Abszisse und dem darüberliegenden Kurvenstück begrenzt wird.

[32]) Der Phasenwinkel kann zwei Werte annehmen, die um π verschieden sind; welcher von beiden in Betracht kommt, ist leicht durch Auflösung der Funktion $\mathfrak{A}_n \cos n(\varphi + \varepsilon_n)$ zu erkennen.

[33]) s. *Lorenz*, Dynamik der Kurbelgetriebe, S. 91. — *Frahm*, Neue Untersuchungen über die dynamischen Vorgänge in Wellenleitungen von Schiffsmaschinen. Z. d. V. d. I. 1902, S. 801. —

Stelle zusammendrängen d. h. je ausgeprägter die Spitzen sind, welche das Diagramm aufweist. Das hat darin seinen Grund, dass die ersten Glieder der *Fourier*schen Reihe die Spitzen der Schwankungen stark abrunden und dass die sin- und cos-Kurven erst an einer späteren Stelle der Reihe gewissermassen in die Spitzen des Tangentialdruckdiagrammes eindringen.

Für dynamische Untersuchungen kommt es aber in erster Linie darauf an, dass die charakteristischen Schwankungen zum Ausdruck kommen, insbesondere dass die Maxima und Minima in bezug auf ihre Lage im Diagramm nicht wesentlich verschoben werden. Das erreicht man dadurch, dass man die Koeffizientenbestimmung in einer von dem obigen Verfahren abweichenden Weise vornimmt, nämlich derart, dass sich der durch die Reihe festgelegte Verlauf der Drehkraft in charakteristischen Punkten den wirklichen Schwankungen genau anschliesst, während zwischen diesen Punkten allerdings grössere oder geringere Abweichungen stattfinden. Soll z. B. nebenstehender Kraftverlauf von T in Fig. 3 durch eine Reihe

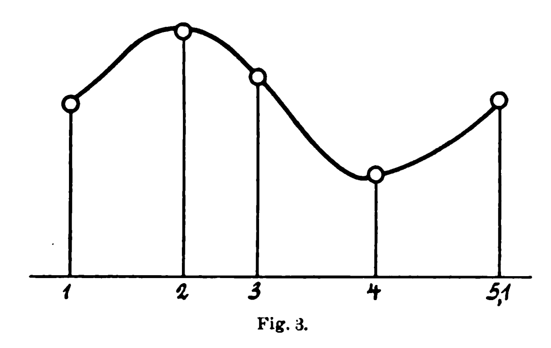


Fig. 3.

einfacher Grundschwankungen ersetzt werden von der Form:

$$T = T_0 + a_1 \cos \varphi + a_2 \cos 2\varphi + \ldots$$
$$+ b_1 \sin \varphi + b_2 \sin 2\varphi,$$

Macalpine, Analysis of the inertia forces of the moving parts of an engine, Engineering 1897, Bd. 64, S. 543. — Die Bestimmung der Konstanten mit Hilfe der Methode der kleinsten Quadrate ist ausgeführt worden von *Boucherot*, Bulletin de la Société internationale des Electriciens 1901, S. 534. — *Runge*, Ueber die Zerlegung empirisch gegebener periodischer Funktionen in Sinuswellen. Zeitschr. f. Mathem. u. Physik 1903, S. 443.

so erhält man wegen der Forderung, dass sich T in den Punkten 1, 2, 3, 4 dem wirklichen Verlaufe genau anschliessen, dass also die Ersatzkurve durch die genannten Punkte gehen soll, vier bestimmte Werte für T und damit hat man zunächst vier Gleichungen zur Bestimmung der fünf Koeffizienten. Ausserdem liefert die Bedingung, dass die durch die Reihe dargestellte Kurve die gleiche Fläche einschliessen soll wie die gegebene Kurve, die fünfte Gleichung. Dieses Verfahren hat gegenüber dem oben erwähnten den Vorteil, dass nur *eine* graphische Integration auszuführen ist und dass man mit einer geringeren Zahl von Gliedern der Reihe doch eine befriedigende Annäherung an den tatsächlichen Kraftverlauf erhält.

Bei Mehrkurbelmaschinen wird man nicht das resultierende Tangentialdruckdiagramm analysieren, sondern die Diagramme der einzelnen Zylinder. Die für die letzteren erhaltenen Reihen sind alsdann unter Einführung von Phasenwinkeln, welche den Kurbelversetzungen entsprechen, zu summieren und ergeben damit die Reihe des resultierenden Tangentialdruckes.

Wie schon oben bemerkt, ist für die Entscheidung dynamischer Fragen bei Kraftmaschinen eine genaue Analyse des Tangentialdruckdiagramms von Bedeutung, insbesondere wo es sich um die Beanspruchung der elastischen Getriebeteile durch den Tangentialdruck handelt. Die durch die Schwankungen des Tangentialdrucks in den Triebwerksteilen erzwungenen Schwingungen können die dadurch gleichzeitig geweckten Eigenschwingungen der Teile im Falle der Resonanz, d. h. der Uebereinstimmung der Periode beider, erheblich verstärken und dadurch die Beanspruchungen vergrössern. In ähnlicher Weise treten diese Erscheinungen auf bei parallel geschalteten Wechselstrommaschinen, deren übereinstimmende Bewegung durch die synchronisierende Kraft, in ihrer Eigenschaft der elastischen Kraft ähnlich, erzwungen wird. *Rosenberg* hat in einem beachtenswerten Aufsatze[34]) darauf hingewiesen, dass hauptsächlich durch die Schwingungen des Drehmomentes mit der längsten Dauer der Parallelbetrieb gefährdet werden kann. Darauf wird im letzten Abschnitt noch näher eingegangen werden.

(Fortsetzung folgt.)

[34]) Z. d. V. d. I. 1904, S. 793.

Neuere Dauerversuchsmaschinen.

Von **Georg Wazau.**

(Schluss von S. 486 d. Bd.)

II. Die Maschine von Stanton.[5])

Die Maschine von Dr. *Stanton*, Vorsteher des Maschinenlaboratoriums des „National Physical Laboratory“ (Fig. 11), unterscheidet sich von der vorgenannten im wesentlichen durch die Art des Antriebes, durch die wagerechte Anordnung der Versuchsstäbe, deren vier gleichzeitig in der Maschine geprüft werden können, durch die Mittel der Ausgleichung der Massenkräfte, und durch die Wahl niedriger Umdrehungszahlen, die einen grösseren Hub und ein grösseres Schubstangenverhältnis $\frac{r}{l}$ bei mässiger Baulänge der Maschine bedingen.

Der grössere Hub ermöglicht es, bei kleineren Schwinggewichten Q mit Geschwindigkeiten n zu arbeiten, deren Grenzen bei 500 und 2000 minutlichen Umdrehungen liegen. Will man nun die Länge der Maschine nicht zu gross erhalten, so wählt man ein nicht zu kleines Schubstangenverhältnis $\frac{r}{l}$, erkauft aber diesen Vorteil mit der Schwierigkeit der Ermittlung der Beanspruchungen, denen der Stab unterliegt und die verhältnismässig umständliche Rechnungen erfordern; denn die Umlaufsgeschwindigkeit ist während einer Umdrehung der Betriebswelle nicht mehr nahezu konstant, wenn auch der Kräfteausgleich in bezug auf das Wellenmittel ein vollkommener ist. Eine später folgende Rechnung wird über die obwaltenden Verhältnisse Aufschluss geben.

Die schematische Darstellung (Fig. 11) zeigt, dass die Maschine aus zwei in sich ausgeglichenen Systemen B_1 und B_2 besteht, die gegeneinander unter einem rechten Winkel arbeiten. Die Probestäbe S erhalten von der Kurbelwelle W mittels der Schubstangen, die L auf der einen

[5]) Engineering 1905, S, 201.

Seite wegen des Ausgleichs der Kräfte geteilt ausgeführt werden müssen, die Bewegung und übertragen diese auf die Massen Q, die sich als äussere Querhäupter mit aufgeschraubten Zusatzgewichten n darstellen (Fig. 12b). Die Bewegung dieser Massen löst die Massendrücke aus, die unter Berücksichtigung der Reibungsbeträge die Beanspruchung der Probekörper ausmachen.

Der Antrieb erfolgt durch unmittelbar gekuppelten Elektromotor, dessen Umdrehungszahl zwischen 500 und 2000 minutlichen Umdrehungen durch einen Kohlewiderstand, der immer zwischen die Stufen des Hauptanlassers eine Klingelvorrichtung als Kennzeichen des erfolgten Bruches zu betätigen.

Die Form des Probestabes ist im wesentlichen dieselbe wie die bei der vorbeschriebenen Maschine; seine Einspannung erfolgt nach Fig. 12a unter Benutzung einer geschlitzten Mutter, die durch zwei Schrauben zusammengepresst werden kann. Dadurch wird ein Verwinden des Stäbchens beim Einlegen vermieden.

Dass irgend welche unbeabsichtigten Schwingungen die Ergebnisse beeinträchtigen könnten, ist hier ausgeschlossen; denn die einzige vielleicht zur Resonanz kom-

Fig. 11. Schematische Darstellung der Stanton-Maschine.

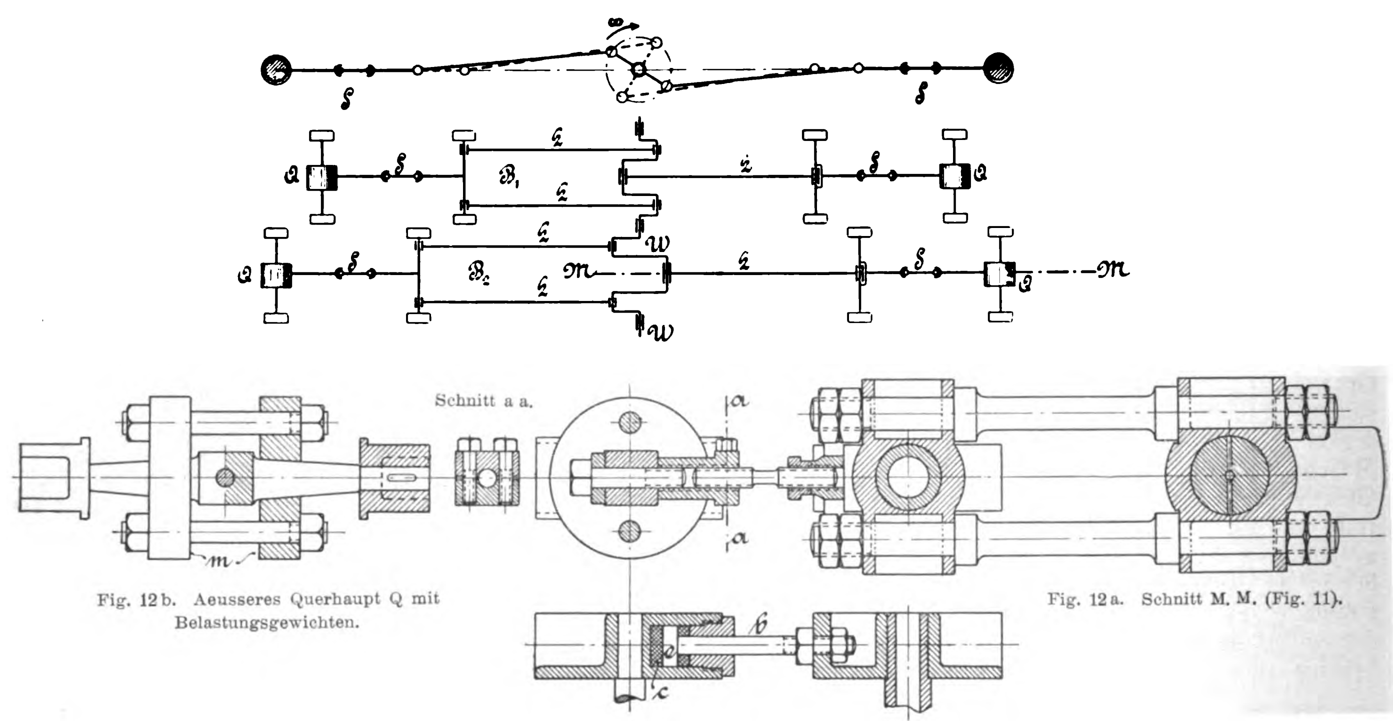


Fig. 12b. Aeusseres Querhaupt Q mit Belastungsgewichten.

Fig. 12a. Schnitt M. M. (Fig. 11).

Fig. 13. Schnitt durch die Fangvorrichtung.

gelegt wird, sehr genau eingestellt werden kann. Die Fundamentplatte, auf der die ganze Maschine gelagert ist, hängt an vier $^1/_2$ Zoll starken Stahlstäben, die eine erhebliche seitliche Beweglichkeit gestatten und somit mangelhaften Massenausgleich sofort durch Pendeln der ganzen Maschine bemerkbar machen.

Die Verwendung von vier Probestäben bietet den Vorteil, vier Materialien unter genau gleichen Versuchsbedingungen vergleichsweise zu prüfen. Hierbei muss aber dafür Sorge getragen werden, dass der Bruch eines oder mehrerer der Versuchskörper an den Bewegungsverhältnissen der Maschine nichts ändert. Ferner muss der Bruch jedes der Körper dem Beobachter angezeigt werden. Die Art der Erfüllung beider Forderungen zeigt Fig. 13, die einen Schnitt durch zwei zugehörige Querhauptführungen darstellt. Beim richtigen Betrieb liegt das kolbenförmig gehaltene linke Ende e des Bolzens b frei mit sehr kleinem Zwischenraum zwischen zwei Gummibuffern c. Die Aufnahme der Kräfte ist also dem Probestab überlassen. Nach erfolgtem Bruch, dem ja erfahrungsmässig keine merkbaren Formänderungen voraufgehen, übertragen die beiden Bolzen das Kraftspiel in nahezu dergleichen Weise, wie vorher der Probestab; denn das geringe Pendeln der Bolzen zwischen den Gummibuffern und die Zusammendrückungen der letzteren ändern an den mechanischen Verhältnissen so gut wie nichts, wohl aber gibt die geringe Lagenveränderung des äusseren Querhauptes die Möglichkeit, durch einen elektrischen Kontakt mende Schwingung, die Drehschwingung, fällt bei der wagerechten Anordnung fort.

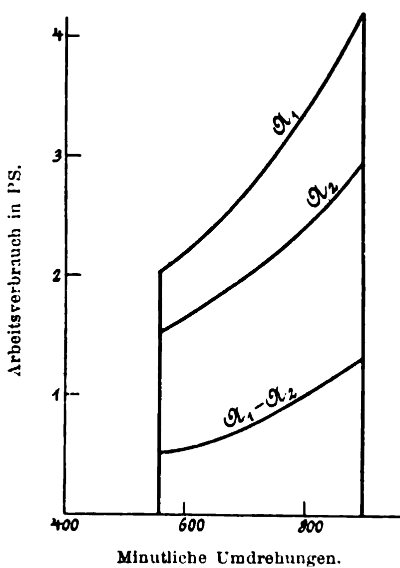
Besondere Aufmerksamkeit muss die Schmierung der Maschine zugewandt werden; denn bei der wagerechten Lage nehmen die Reibungswiderstände an der Ausbildung des Kräftespiels in der Maschine einen höheren Anteil als bei senkrechtem Bau.

Man wird also einerseits für ganz gleichmässige Oelzufuhr sorgen und anderseits bestrebt sein müssen, möglichst an dem Gewicht der Teile zu sparen, die nicht für die Belastung des Stabes in Frage kommen. Wie letzteres für die Schubstangen, Kuppelbolzen und Führungsstücke durchgeführt ist, zeigt ein Blick auf die Fig. 12a. Die Gleitflächen der oberen Querhäupter wurden unter Oeldruck gesetzt, um die Reibung geringfügig zu halten. Gerade die Untersuchung der Reibung dieser Teile bildet einen der wichtigsten Punkte für die Beurteilung der Brauchbarkeit der wagerechten Anordnung bei einer derartigen Prüfungsmaschine. Setzt sich doch die Beanspruchung des Probestabes aus dem Trägheitswiderstand der an ihm befestigten Massen und der Reibung zusammen. Gelingt es nicht, die Reibung für die in Betracht kommenden Grenzfälle der Belastung der Null angenähert gleich zu machen, so sind die Spannungsbereiche σ immer mit der Unsicherheit behaftet, die im Wesen der Reibung fester und flüssiger Körper liegen.

Man liess zunächst die Maschine derart mit verschiedener Belastung laufen, dass das Gesamtgewicht der äus-

seren Querhauptmassen einmal 10,6 kg, das andere Mal das Doppelte betrug. In Uebereinstimmung mit den Ergebnissen der neueren Arbeiten über Flüssigkeitsreibung gelang es nicht, messbare Unterschiede im Arbeitsbedarf für beide Fälle festzustellen.

Darauf arbeitete man mit abgehängtem äusseren Querhaupt und verglich die gefundenen Arbeitswerte mit den für volle Ausrüstung gefundenen (s. Fig. 14). Der Unterschied der beiden so ermittelten Arbeitsgeschwindigkeitskurven A_1 und A_2 ergibt das Gesetz, dass die Arbeit zum Antriebe des äusseren Querhauptes mit der zweiten Potenz der Geschwindigkeit wächst, der Widerstand also der Geschwindigkeit unmittelbar proportional ist. Die Gesamtarbeit nimmt mit der 1,5 : 2. Potenz der Geschwindigkeit zu, ergibt also für den Widerstand der ganzen Maschine ungefähr ein Wachsen mit der Wurzel aus der Geschwindigkeit, ein Resultat, das die Güte der Schmierung beweist. Wenn trotzdem auf den ersten Blick der gesamte Arbeitsaufwand — für 800 minutl. Umdrehungen beträgt er ∾ 3 PS — hoch erscheint, so zeigt eine Betrachtung der Grösse der gleitenden Flächen, die den bedeutenden Betrag von 3600 qcm ausmachen, dass der Arbeitsverbrauch normal ist.



Minutliche Umdrehungen.
A_1 ganze Maschine.
A_2 Maschine ohne äusseres Querhaupt.

Fig. 14. Arbeitsverbrauch beim Betrieb der Maschine.

Da nun die grössten Beanspruchungen der Probestäbe in der Nähe der Totpunkte auftreten, so ist wegen der hier herrschenden geringen Geschwindigkeit der Gleitstücke der zu berücksichtigende Reibungswiderstand so klein, dass man unbedenklich für die grösste Zugbeanspruchung σ_1 im äusseren, für die grösste Druckbeanspruchung σ_2 im inneren Totpunkte unter Beibehaltung der oben gebrauchten Bezeichnungen setzen kann:

$$\sigma_1 = \frac{Q}{g} \frac{\omega^2 r}{f} \left(1 + \frac{r}{l}\right)$$

$$\sigma_2 = \frac{Q}{g} \frac{\omega^2 r}{f} \left(1 - \frac{r}{l}\right)$$

Im Verlaufe der nachstehend kurz wiedergegebenen Untersuchung der Bewegungsverhältnisse des Systems während einer Umdrehung zeigt sich nämlich, dass die massgeblichen Beanspruchungen nur geringfügig durch die Geschwindigkeitsschwanken beeinflusst werden. Um nun zu einfachen Differentialgleichungen zu gelangen, soll angenommen werden, dass sich die Bewegungsvorgänge lediglich unter dem Einflusse von Trägheitskräften abspielen, also durch elektrische Einwirkung keine Störung erleiden. Das Antriebsmoment des Motors soll also nur zur Ueberwindung der Reibungswiderstände dienen. Ferner werden die Massen der Schubstange durch entsprechende Zuschläge zu den rotierenden und hin- und hergehenden Massen berücksichtigt und gewisse Grössen kleiner Ordnung vernachlässigt.

Für die Trägheitswiderstände der hin- und hergehenden Massen des einfachen Kurbeltriebes bei veränderlicher Umfangsgeschwindigkeit ω ergibt sich die Beschleunigung

$$p = r \frac{d^2 \varphi}{dt^2} \left(\sin \varphi + \frac{\sin 2\varphi}{2n}\right) + r \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 \left(\cos \varphi + \frac{\cos 2\varphi}{2n}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 1)$$

wobei φ der Kurbelwinkel, vom inneren Totpunkt an gerechnet, und $n = \frac{r}{l}$ ist.

Da kein Antriebsmoment zur Bewegung der Massen zur Verfügung stehen soll, muss sich der Vorgang nach der Gleichung abwickeln

$$J \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \frac{Q \cdot r^2}{g} \left[\left\{ 1 + \frac{1}{n} \sin 2\varphi \, (\sin \varphi - \cos \varphi) + \frac{1}{2n^2} \sin^2 2\varphi \right\} \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \left\{ \frac{1}{2n} \sin 2\varphi \, (\sin \varphi + \cos \varphi) + \frac{1}{n} \cos 2\varphi \, (\sin \varphi - \cos \varphi) + \frac{1}{n^2} \sin 2\varphi \, . \cos 2\varphi \right\} \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 \right] = 0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 2)$$

wobei φ vom inneren Totpunkt der nacheilenden Kurbel an gerechnet ist, J das Trägheitsmoment aller umlaufenden Teile und Q das Gewicht der hin- und hergehenden Massen eines ausgeglichenen Systems B bedeutet.

Setzt man nun

$$\Phi = J + \frac{Q r^2}{g} \left\{ 1 + \frac{1}{n} \sin 2\varphi \, (\sin \varphi - \cos \varphi) + \frac{1}{2n^2} \sin^2 2\varphi \right\}$$

so kann man sich leicht überzeugen, dass die Gleichung 1) durch

$$\frac{d}{dt} \left[\Phi^{1/2} \, . \frac{d\varphi}{dt} \right] = o \text{ oder}$$

$$\Phi^{1/2} \, . \frac{d\varphi}{dt} = C = \omega_0 \left\{ J + \frac{Q r^2}{g} \right\}^{1/2} \quad . \quad . \quad . \quad 3)$$

erfüllt ist, wenn nämlich

$$\omega_0 = \frac{d\varphi}{dt} \text{ für } \varphi = 0$$

ist. Vernachlässigt man die Glieder mit $\frac{1}{n^2}$, so erhält man aus Gleichung 2) die Gleichung zwischen dem Kurbelwinkel φ und der Zeit t

$$\varphi + \frac{Q r^2}{3n (gJ + Q r^2)} \left\{ (\sin \varphi + \cos \varphi) \left(1 - \frac{\sin 2\varphi}{2}\right) - 1 \right\} = \omega_0 \, . \, t \quad . \quad . \quad . \quad 4)$$

ω_0 wird aber nach Gleichung 4) für $\varphi = 2\pi$ und $t = T$ (der Zeit einer Umdrehung): $\omega_0 = \frac{2\pi}{T}$. Am inneren Totpunkt ist also eine Geschwindigkeit vorhanden, welche der mittleren am Umdrehungszähler festzustellenden gleich ist. Durch Benutzung von Gleichung 2) und 3), aus denen man die ersten und zweiten Ableitungen von φ nach der Zeit t erhält, bekommt man aus Gleichung 1) eine Reihe von Ausdrücken p für beliebige Winkel, welche mit den Massen multipliziert die Belastung des Probestückes für beliebige Winkel ergeben. Man kann diese Ausdrücke als Ordinaten sowohl zur Zeit t als Abszisse oder zum Kurbelwinkel φ als Abszisse auftragen. Gegen die rein harmonische Bewegung ergibt sich ein sehr geringfügiges

Pendeln der wirklich auftretenden Werte und zwar ist der wichtigste Unterschied, dass σ_2 seinen grössten absoluten Wert nicht bei $\varphi = 180^0$, sondern schon etwa bei $\varphi = 170^0$ mit einem um 1 v. H. höheren Betrage erreicht, während für $\varphi = o$ der grösste Wert σ_1 auftritt. Man kann also unbedenklich mit den Formeln rechnen

$$\sigma_1 = \frac{Q \,.\, r \,.\, \omega^2}{g \,.\, f}\left(1 + \frac{v}{l}\right)$$

$$\sigma_2 = \frac{Q \,.\, v \,.\, \omega^2}{g \,.\, f}\left(1 - \frac{v}{l}\right)$$

Versuchsergebnisse mit dieser Maschine liegen nicht vor.

III. *Die Maschine von H. Smith.*

Eine ganz ähnliche Maschine, [6]) nur senkrechter Anordnung, zeigen Fig. 15 und 16. Die Konstruktion, die für das „Sunderland Technical College" in Ausführung

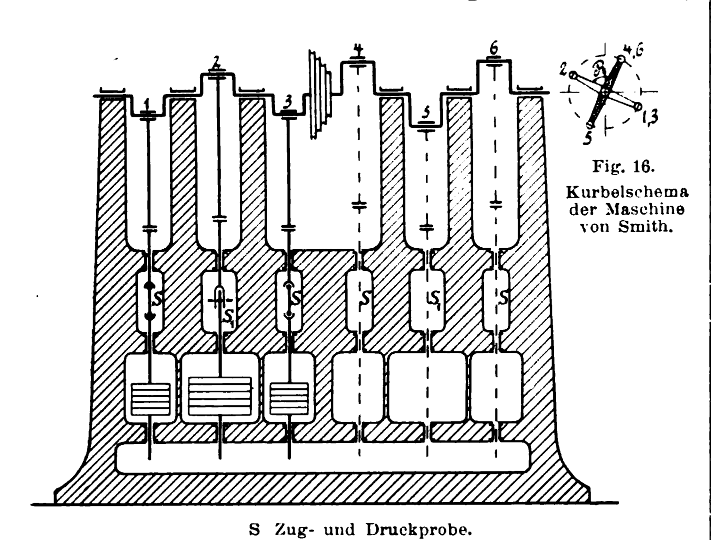


Fig. 16. Kurbelschema der Maschine von Smith.

S Zug- und Druckprobe.
S_1 Scherprobe.
Fig. 15. Schema der Maschine von Smith.

kam, stammt von *J. H. Smith*, dessen Verdienste um die Durchführung der Versuche im *Owens College* in Manchester gebührend gewürdigt worden sind. Der Vorteil der stehenden Anordnung gegenüber der liegenden ist ohne weiteres klar. Der Arbeitsbedarf wird gering, die Oelung einfacher, die Reibung spielt nur eine nebensächliche Rolle und die Ermittlung der Beanspruchungen begegnet keinerlei Schwierigkeiten. Die gleichzeitige Verwendung von sechs Probestücken, von denen vier Zugspannungen, zwei Scherspannungen erfahren, bedeutet für die Sicherheit der Ergebnisse im Hinblick auf vergleichende Untersuchungen einen weiteren Fortschritt und gibt zwanglos die Mittel zum vollkommenen Ausgleich der Kräfte und zur Konstanterhaltung der lebendigen Kraft des Systems an die Hand. Die Maschine soll 2500—4000 Umläufe i. d. Minute ausführen. Aus der Fig. 15 geht nicht hervor, in welcher Weise beim Bruch eines Probekörpers für die Erhaltung der normalen Betriebsverhältnisse Sorge getragen ist. Eine eingehende Besprechung der Einzelheiten der Maschine ist vom Erbauer in Aussicht gestellt, wenn die ersten Ergebnisse von Versuchen mit ihr vorliegen.

[6]) Engineering 1905, 307.

Mit einem ganz neuen Typ [7]) macht uns Fig. 17 bekannt. Die in liegender Anordnung für das „Belfaster Technikum" von *J. H. Smith* gebaute Maschine prüft drei Körper, einen auf Scherung, zwei auf Zug- und Druckspannungen zu gleicher Zeit und hat vor allen vorher beschriebenen den Vorzug, dass hin- und hergehende Massen völlig fortfallen und der Probekörper *a* keine räumliche Bewegung ausführt. Der Apparat legt daher der experimentellen Untersuchung der Formänderungen während des Versuches nichts in den Weg. Wenn es gelingt, ge-

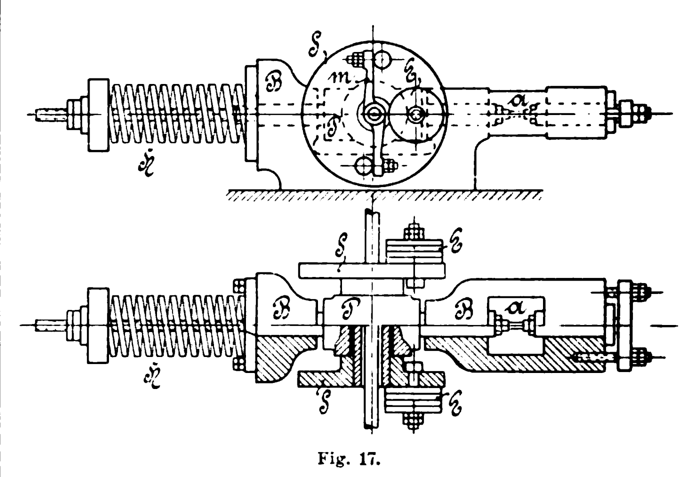


Fig. 17.

eignete einfache Messverfahren zu finden, so wäre damit für ein tieferes Eindringen in die Vorgänge der wechselnden Belastung viel gewonnen. Die Belastung erfolgt durch das Spiel von Fliehkräften zweier Massen *E*, das durch Führungen *B* beschränkt, sich nur in wagerechter Richtung abwickelt. Die Fliehkräfte werden durch Drehung der Scheiben *S* erzeugt, auf welche die Gewichte *E* aufgeschraubt und deren hohle Achsen in dem mit dem Probekörper verbundenen Passtück *P* gelagert sind. Ihren Antrieb erhalten sie durch den Mitnehmer *m* von einer Welle, die mit einem den Bruch berücksichtigenden Spielraum durch die hohle Achse hindurchgeht.

Sehr einfach fügt sich noch ein weiterer wichtiger Teil ein. Durch die Feder *H* kann man hier nämlich leicht eine Vorspannung geben, um die die Fliehkräfte als Gleichgewichtslage Schwingungen ausführen. Man kann also in beliebiger Höhe der Vorspannung mit beliebigen Spannungsbereichen sechs Versuche ausführen. Das bedeutet aber eine erhebliche Erweiterung des vorliegenden Untersuchungsgebietes. Man braucht z. B. nur an die Untersuchung langer Drähte zu denken, die auf wechselnde Zugkräfte beansprucht werden. Durch den Wegfall der hin- und hergehenden Massen sind auch die Störungen im Lauf der Maschine in der Hauptsache beseitigt und die Schwierigkeiten der Schmierung gegenstandslos geworden. Dass die Feder anderseits ein empfindliches Konstruktionsglied bilden wird, dessen Verhalten im Betriebe man erst wird abwarten müssen, kann nicht geleugnet werden.

Das eifrige Streben und die grosse Sorgfalt in Ausführung und Konstruktion der Maschinen, die uns die vorstehenden Zeilen gezeigt haben, lassen erwarten, dass wir in den nächsten Jahren mit einer Fülle von wertvollem Versuchsmaterial versorgt werden.

[7]) Engineering 1905, 307.

Ueber Schmelzpunkte von Metallen.

(Fortsetzung von S. 492 d. Bd.)

Gold. Da Gold vom Sauerstoff der Luft nicht angegriffen wird, ferner leicht in reinem Zustande zu beschaffen ist und schliesslich sein Schmelzpunkt in bequemer Höhe liegt, so hat man sich seit langer Zeit bemüht, diesen Punkt auf das Genaueste festzulegen, damit man ihn als unveränderlichen Festpunkt zur Eichung und Prüfung von Pyrometern benutzen könne.

Dass trotzdem lange Zeit die Angaben der verschiedenen Forscher so erheblich voneinander abwichen, lag meist an den Mängeln ihrer Pyrometer, deren *wahre* Temperaturskala ihnen nicht genügend bekannt war.

Auch *Holborn* und *Wien* erhielten bei ihren ersten Messungsreihen (1892) zu hohe Zahlen; bei der Wiederholung ihrer Untersuchungen (1900) setzten sie endgültig *1063,5* ⁰ als Schmelzpunkt des Goldes fest. Nur wenig verschieden von diesem Werte ist der von *Heycock* und *Neville* gefundene Wert *1061,7* ⁰ für den *Erstarrungspunkt.*

Holborn und *Day* benutzten, wie schon erwähnt, die Drahtmethode, und zwar derart, dass sie ein Stückchen Gold in die Lötstelle des Thermoelementes einfügten. Bei der geringen Länge dieses Zwischenstückes war jedenfalls die Temperatur an seinen Enden gleich, so dass sich die thermoelektrischen Kräfte, die an den beiden Verbindungsstellen durch die Berührung mit dem Gold hervorgerufen wurden, gegenseitig aufhoben. Sie erhitzten im elektrischen Widerstandsofen so langsam, dass sie deutlich beobachten konnten, wie kurz vor dem Durchschmelzen die Temperatur der Lötstelle konstant wurde. In 16 Versuchen fanden sie 1062,9—1064,8 ⁰ als Schmelzpunkt; der Mittelwert ist 1064,0 ⁰, die mittlere Abweichung der einzelnen Beobachtungen von diesem Werte beträgt nur 0,6 ⁰.

Während nach der Drahtmethode nur der Schmelzpunkt bestimmt wird, erlaubt die *Tiegelmethode* auch den Erstarrungspunkt zu beobachten. Da die Schmelzwärme des Goldes nur gering ist, so muss man grössere Gewichtsmengen einschmelzen. Mit 350 Gramm Gold erhielten *Holborn* und *Day* bei Vorversuchen in einem dünnwandigen Porzellantiegel noch keinen guten Haltepunkt der Temperatur, sondern Schmelzpunkt und Erstarrungspunkt bis zu 4 ⁰ verschieden. Erst als sie 450 Gramm Gold einschmolzen und den Porzellantiegel in einen mit Asbest ausgefütterten weiteren Tiegel setzten, um das Metall vor der Ofenhitze besser zu schützen, erhielten sie zuverlässigere Ergebnisse. Graphittiegel mit 5 mm dicker Wandung zeigten sich noch brauchbarer; deshalb benutzten sie fortan, wenn wie hier beim Golde die reduzierende Wirkung des Graphits unnötig war, ausgebrannte Graphittiegel, deren Wandung nur noch aus Ton bestand. Für den Erstarrungspunkt E und den Schmelzpunkt S fanden sie:

1. im doppelten Porzellantiegel:

E = 1063,3—1063,6 ⁰ in 4 Bestimmungen,
S = 1063,4—1063,6 ⁰ in 4 Bestimmungen;

2. im Graphittiegel:

E = 1063,3—1063,6 ⁰,
S = 1063,4—1063,7 ⁰ in je 3 Bestimmungen.

Schmelzpunkt und Erstarrungspunkt sind also nicht merklich voneinander verschieden.

Heycock und *Neville* bestimmten nur den Erstarrungspunkt des Goldes. Sie schmolzen bis 1200 Gramm in einem zylindrischen Tiegel von 42 mm Weite und 105 mm Höhe, setzten diesen Tiegel in einen zweiten Tiegel, füllten den Zwischenraum mit Scherben aus und liessen die Schmelze unter Umrühren langsam erkalten. Das Pyrometer wurde 6—7 cm in die Schmelze eingesenkt; es war in einem Muffelofen vorgewärmt worden, in den es auch nach Beendigung des Versuches wieder gebracht wurde, um langsam zu erkalten; dadurch wurde die Lebensdauer des Porzellanrohres erheblich verlängert. Sie fanden in 17 Bestimmungen 1060,1—1062,3 ⁰, im Mittel, wie schon erwähnt wurde, 1061,7 ⁰ als Erstarrungspunkt.

Um zu prüfen, ob oxydierende Gase vielleicht einen Einfluss auf den Schmelzpunkt des Goldes ausüben, leiteten *Holborn* und *Day* Kohlensäure ein und erhielten (im Graphittiegel)

E = 1063,5—1063,6 ⁰,
S = 1063,5—1063,7 ⁰ in je 3 Bestimmungen.

Als sie Sauerstoff einleiteten (unter Benutzung eines doppelten Porzellantiegels), ergab sich:

E = 1062,9—1063,8 ⁰,
S = 1063,4—1064,1 ⁰ in 5 bezw. 4 Bestimmungen.

Der Mittelwert dieser und der oben mitgeteilten Zahlen *Holborn*s ist die zu Anfang gegebene Zahl *1063,5* ⁰.

Liest man die Spannung des Thermoelementes während des Erhitzens oder während des Erkaltens von Minute zu Minute ab und trägt in einem rechtwinkligen Koordinatensystem die Zeiten auf der wagerechten, die Spannungen in Mikrovolt auf der senkrechten Achse auf und verbindet die zusammengehörigen Punkte durch eine Kurve, so bietet diese „*Zeitkurve*" ein anschauliches Bild von der Temperaturänderung. Ein Haltepunkt der Temperatur wird sich in der Kurve als ein wagerechtes Stück darstellen.

Zeichnet man diese Zeitkurve für die eben besprochenen Beobachtungen, so zeigt sich, dass sie nicht in allen Fällen gut übereinstimmt; namentlich fallen die Kurven auf, die beim Einleiten von Sauerstoff erhalten werden. Einerseits bleibt hier die Temperatur nicht so scharf stehen wie sonst, anderseits steigt sie beim Schmelzen des Metalles oft über den Schmelzpunkt hinüber und kommt erst später wieder dorthin zurück. Dass die Ursache hierfür nicht in der Bewegung der Schmelze liegt, welche durch die aufsteigenden Gasblasen bewirkt wird, zeigten die Fälle, wo Kohlensäure in das Gold eingeleitet wurde. Ueberhaupt verlaufen die Zeitkurven bei dem Einleiten von Sauerstoff und selbst beim Zutritt von Luft unregelmässig.[8])

Das zu den Messungen von *Holborn* benutzte Gold stammte teils aus der deutschen Gold- und Silberscheideanstalt zu Frankfurt a. M., teils war es in der physikalisch-technischen Reichsanstalt gereinigt; beide Sorten hatten denselben Schmelzpunkt. *Heycock* und *Neville* analysierten das von ihnen benutzte Gold und fanden einen Gehalt von 99,95 v. H.

Für das von Zahnärzten benutzte, nicht ganz reine Gold fand *Holman* den Schmelzpunkt 4 ⁰ tiefer.

Silber. Beim Silber liefert die *Drahtmethode* unsichere Werte. Als *Holborn* ein Stückchen Silber in die Lötstelle des Pyrometers einfügte, schwankte die thermoelektrische Kraft in der Nähe des Schmelzpunktes ausserordentlich; da diese Schwankungen beim Gold fehlen, so vermutet *Holborn*, dass sie beim Silber von chemischen Umsetzungen, wie Oxydation, herrühren, die neue ther-

---

[8]) *Holborn* und *Day*, Annalen der Physik (4. Folge) *4* (1901), S. 101.

moelektrische Kräfte hervorrufen. Als er statt dessen das Silber zwischen zwei Platindrähte einfügte, die mit einem Galvanoskop zusammen in den Stromkreis eines galvanischen Elementes eingeschaltet waren, die Unterbrechung dieses Stromkreises beim Schmelzen des Silbers beobachtete und zugleich die Temperatur an einem dicht daneben liegenden *Le Chatelier* - Element ablas, erhielt er besser stimmende Werte. Um sicher zu sein, dass das Silber und die Lötstelle des Thermoelementes genau gleiche Temperatur hätten, schloss er beide in eine Porzellankapsel ein, die aus zwei aufeinander passenden Halbkugeln von 40 mm Durchmesser und 5 mm Wandstärke bestand und mit feinen Löchern zum Hindurchziehen der Drähte versehen war. Die ganze Kapsel wurde mit Quarzsand bedeckt. Mit dieser verbesserten Drahtmethode erhielt *Holborn* in 14 Bestimmungen 952,1—956,0 ^{0}, im Mittel 953,6 ^{0} als Schmelzpunkt des Silbers.

Das Silber war als Draht von 0,25 und 0,5 mm Durchmesser oder in Form von schmalen, 0,25 mm dicken Blechstreifen angewandt worden.

Nach der Tiegelmethode bestimmten *Heycock* und *Neville* den *Erstarrungspunkt* des Silbers in sauerstoffreier Atmosphäre zu 957,3 bis 961,6 ^{0} in 34 Bestimmungen und nahmen als wahrscheinlichsten Wert 960,7 ^{0} an. Die angewandte Metallmenge wog zwischen 268 und 700 Gramm. Im Graphittiegel ergab sich der Erstarrungspunkt beim Ueberleiten von Kohlenoxyd zu 958,7 ^{0}, in starkem Wasserstoffstrom zu 959,1 ^{0}, in Kohlensäure zu 959,1 und beim Ueberleiten von Luft zu 956,1 ^{0}. In einem doppelten, unglasierten Tontiegel fanden sie ihn in Luft zu 954,4 ^{0}, in Sauerstoff zu 947,9 bis 954,4 ^{0}; verdrängten sie den Sauerstoff durch Stickstoff, so stieg der Erstarrungspunkt allmählich von 949,5 ^{0} auf 954,3 ^{0}; wurde nun Wasserstoff übergeleitet, so ergab sich 960,5 ^{0}, und als schliesslich wieder Stickstoff zugeführt wurde, 959,3 ^{0}. Als den wahren Erstarrungspunkt des Silbers folgern *Heycock* und *Neville* aus diesen Zahlen *960,5* ^{0}. Schmelzpunkt und Erstarrungspunkt fallen nach ihrer Angabe zusammen.

Aus diesen Beobachtungen konnten *Holborn* und *Day* schliessen, dass Silber in oxydierender Atmosphäre niedriger schmilzt und erstarrt als in reduzierender; als Grund dieses Unterschiedes nahmen sie die bekannte Tatsache an, dass Silber beim Schmelzen Sauerstoff absorbiert (der aus dem erstarrten Metalle entweichend das „Spratzen" verursacht). Als sie das Silber in offenem Porzellantiegel schmolzen, ohne zu rühren, erhielten sie überhaupt keinen bestimmten Schmelzpunkt, sondern eine Zeitkurve, die in Fig. 5 bei *A* dargestellt ist; sie zeigt keinen wagerechten Ast, sondern nur ein Intervall von 6—8 ^{0}, wo die Temperatur allmählich fällt oder ansteigt, je nachdem man erhitzt oder abkühlen lässt. Als der Chamottedeckel des Ofens durch Glimmerplatten ersetzt wurde, so dass man in den Ofen hineinsehen konnte, zeigte sich, dass das Metall in dem grössten Teile des fraglichen Zwischenraumes sowohl beim Erstarren, als auch beim Schmelzen flüssig war. Das Silber schmolz oder erstarrte etwa bei 954,5 ^{0}.

Wurde das Thermoelement mit der Schutzröhre bewegt oder mit einem besonderen Röhrchen gerührt, so rückten die Grenzen für die langsame Temperaturänderung näher zusammen und konnten durch verstärktes Rühren herabgedrückt werden.

Nimmt man aus der unteren und der oberen Grenze für jeden Versuch das Mittel und zieht aus all den so erhaltenen Temperaturen wieder das Mittel, so ergibt sich für das gerührte Metall 954,9 ^{0}, nur 1 ^{0} weniger, als sich nach der Drahtmethode ergab. *Holborn* nimmt deshalb 955 ^{0} als den ungefähren Schmelzpunkt des bei Luftzutritt geschmolzenen Silbers an.

Das Spratzen trat, wie durch den Glimmerdeckel beobachtet werden konnte, nach dem Erstarren zwischen 933 und 940 ^{0} ein und war viel stärker, wenn das geschmolzene Metall vorher gerührt war.

Als versucht wurde, das geschmolzene Silber durch Einleiten von Sauerstoff damit zu sättigen, schwankte der Erstarrungspunkt noch stärker als vorher; er wurde bei 939 ^{0}, 938 ^{0}, 942 ^{0} und 938 ^{0} beobachtet, lag also jetzt, wie zu erwarten war, viel tiefer und zwar etwa bei der Temperatur, bei der früher der Sauerstoff unter Spratzen entwich. Kurve *D* in Fig. 5 gibt die Gestalt dieser Zeitkurve an, die sich freilich mannigfach änderte. So be-

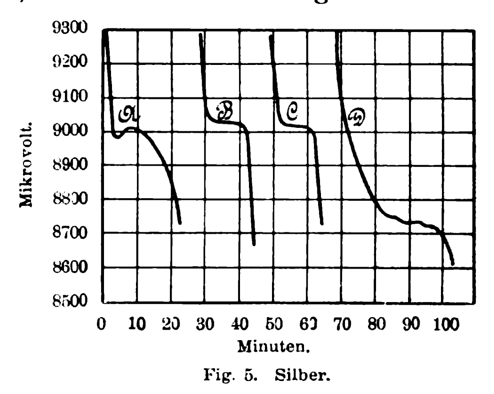


Fig. 5. Silber.

gann z. B. der Sauerstoff in einem Falle bei langsam sinkender Ofentemperatur bei 940 ^{0} zu entweichen und das Thermometer stieg dann unter andauerndem Spratzen bis 963 ^{0}, wo das Silber plötzlich erstarrte.

Als *Holborn* den Sauerstoff fernhielt, indem er im Porzellantiegel unter Kochsalz schmolz oder einen Graphittiegel benutzte, auf den ein zweiter als Deckel gesetzt war, erhielt er die Zeitkurven *B* (unter Kochsalz) und *C* (im Graphittiegel).

Beide Mal hat die Zeitkurve sowohl beim Schmelzen als beim Erstarren einen wagerechten Ast. Hier ergibt sich also ein bestimmter Wert für den Schmelzpunkt des Silbers und zwar im Mittel *961,5* ^{0}; unter Kochsalz wurde für den Schmelzpunkt in zwei Bestimmungen 961,9 ^{0}, für den Erstarrungspunkt ebenfalls zweimal 961,7 ^{0} gefunden, im Graphittiegel entsprechend 961,3 ^{0} bezw. 961,2 ^{0} (je zwei Bestimmungen), hier also herrscht eine sehr gute Uebereinstimmung.

Auf die Drahtmethode sind die angegebenen Schutzmassregeln gegen den Sauerstoff nicht anwendbar, weil man die blanke Lötstelle nicht in das gut leitende Kochsalz stecken kann und weil die reduzierende Atmosphäre eines Graphittiegels das Thermoelement verderben würde.

Aluminium. Das Aluminium verbindet sich beim Erhitzen mit dem Sauerstoff der Luft; die gebildete Oxydschicht schützt das Metall vor weiterem Angriff, hindert aber auch das glatte Abschmelzen von Drähten oder Blechstreifen, weil das leichte Metall die dünne Kruste nicht durch sein Gewicht zu durchbrechen vermag. Die Drahtmethode ist also nicht recht anwendbar.

Auch bei der *Tiegelmethode* bieten sich hier besondere Schwierigkeiten. *Heycock* und *Neville* schmolzen unter einer Schutzdecke aus Kaliumchlorid, Natriumchlorid und etwas Kryolith und erhielten in drei Bestimmungen 652,4—657,2 ^{0} als Erstarrungspunkt des Aluminiums. Durchblasen von Sauerstoff änderte den Erstarrungspunkt nicht, wohl weil das Aluminiumoxyd im geschmolzenen Metalle sich nicht löst.

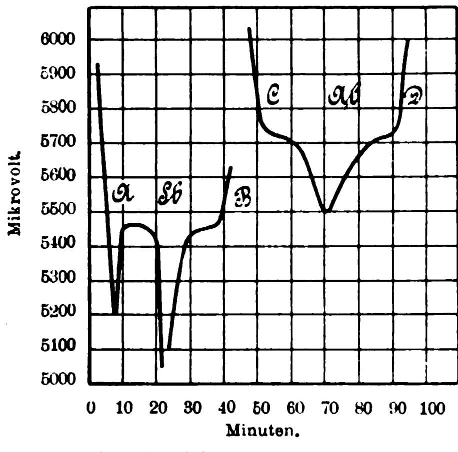
Holman beobachtete beim Schmelzen des Aluminiums zunächst konstante Temperatur; dann sank die Spannung seines Thermoelementes mit wachsender Schnelligkeit. Wurde das Element herausgezogen, seine Lötstelle gereinigt oder abgeschnitten und erneuert und dann wieder in das unberührt gelassene Metall eingesenkt, so zeigte

es wieder den ursprünglichen höheren Wert. Die Annahme, dass Schlackenbildung zwischen den Drähten Schuld trage, genügte nicht zur Erklärung. Als er statt des Tontiegels einen Graphittiegel und frisches Metall nahm, zeigte sich die gleiche Erscheinung und die gleiche anfängliche Ablesung; die demnach wohl dem Schmelzpunkte entsprach. In dreizehn Bestimmungen fand er 652,5—656,2 °, im Mittel 654,5 °.

Auch *Holborn* konnte keinen scharfen Schmelzpunkt erhalten. Im Porzellantiegel fand er 657,1 ° als Schmelzpunkt und 657,3—657,7 ° als Erstarrungspunkt (zwei bezw. drei Bestimmungen), im Mittel *657,3* °. Im Graphittiegel beobachtete er als Erstarrungspunkt 656 ° und als Schmelzpunkt 655,4—655,5 °. Diese Zahlen sind wohl deshalb niedriger als die vorher im Porzellantiegel erhaltenen Werte, weil die Menge des angewandten Metalles ziemlich gering war (110 gr gegen vorher 180 gr). In Fig. 6 sind *C* und *D* die von *Holborn* für Aluminium erhaltenen Zeitkurven.

Magnesium. Heycock und *Neville* fanden den Erstarrungspunkt des Magnesiums in reduzierender Atmosphäre zu 632,5—632,8 ° (zwei Bestimmungen), im Mittel 632,6 °. Diesen Punkt halten sie aber für zu niedrig, weil das benutzte Magnesium vermutlich nicht ganz rein war.

Antimon. Heycock und *Neville* fanden als Schmelzpunkt und Erstarrungspunkt 629,4—629,8 ° (drei Bestimmungen) im Mittel 629,5 °. Das Antimon war aus Brechweinstein hergestellt und im Tontiegel unter Kohlenoxyd geschmolzen worden. Der Schmelzpunkt des Handelsantimons ergab sich zu 623,5 °. *Holborn* und *Day* fanden im Graphittiegel 630,7—630,8 ° (zwei Bestimmungen) als Erstarrungspunkt und 630,3—630,4 ° (zwei Bestimmungen) als Schmelzpunkt von reinem Antimon. Vor dem Erstarren sank die Temperatur erst bis zu 20 ° unter den Schmelzpunkt, wie aus Fig. 6 *A* zu ersehen ist.



Al = Aluminium. Sb = Antimon.

Fig. 6.

Platin. Violle fand kalorimetrisch 1779 ° als Schmelzpunkt des Platins. *Holman* bestimmte ihn auf folgende Weise: er legte beide Drähte seines *Le-Chatelier* schen Pyrometers dicht nebeneinander auf ein Stück Kalk und schmolz ihre Enden zu einer Kugel derart, dass die flüssige Kugel langsam an den Drähten entlang wanderte. So konnte er leicht die Temperatur genügend lange konstant halten. Er fand 1735 bezw. 1783 °, je nachdem er den Zusammenhang zwischen Spannung und Temperatur seines Thermoelementes durch eine der beiden von ihm nebeneinander benutzten Gleichungen ausdrückte. Kürzlich hat *Nernst* mit dem optischen Pyrometer den Schmelzpunkt des Platins zu 1782 ° gefunden.

Erheblich niedrigere Zahlen fanden kürzlich *Holborn* und *Henning:* Auf dem von *Holman* eingeschlagenen Wege erhielten sie 1710 ° und auf optischem Wege 1718 bis 1729 ° als Schmelzpunkt des Platins.

Iridium. Violle fand kalorimetrisch 1950 ° als Schmelzpunkt, *Nernst* aus der Strahlungsintensität des schmelzenden Iridiums 2000—2040 °.

Tantal. Dieses kürzlich in der *Tantallampe* [9]) zur technischen Verwendung gelangte Metall hat, wie *Werner von Bolton* fand, den Schmelzpunkt 2250 °. Bei den Vorarbeiten bestimmte er auch den Schmelzpunkt von *Vanadium* (1680 °) und *Niob* (1950 °).

Calcium. Auch dieses Metall, das in seinen Verbindungen so ausserordentlich häufig ist, wurde erst vor kurzer Zeit in grösserem Masstabe hergestellt; die erhoffte technische Verwertung hat sich bis jetzt noch nicht gefunden. Da es nicht nur mit Sauerstoff, sondern auch mit Stickstoff und Wasserstoff sich verbindet, musste *Moissau* den Schmelzpunkt im Vakuum feststellen; er fand *760* °. *Ruff* führte die Bestimmung in anderer Weise aus; er brachte das Calcium in eine Drahtöse und erhitzte in einer Schmelze aus Chlor- und Fluorcalcium, über der sich eine Wasserstoffatmosphäre befand. Bei 780 ° konnte er das weich gewordene Metall aus der Oese herausstossen.

Auch ich selber habe mich damit beschäftigt, den Schmelzpunkt des Calciums festzustellen und zwar arbeitete ich ebenso wie *Moissan* im Vakuum. Ich benutzte ein Porzellanrohr, dessen eines Ende durch ein aufgekittetes Glasfenster verschlossen war und dessen anderes Ende mit der Quecksilberluftpumpe verbunden wurde. Erhitzt wurde in einem wagerechten elektrischen Widerstandsofen von *Heraeus*. In dem Rohr lag quer über einen Schlitten aus Eisenblech ein längliches Stück Calcium, mit einem 5 gr schweren Eisenzylinder belastet. So wurde die unvermeidliche Kruste durchbrochen, die sonst die Formänderung des geschmolzenen Metalles wegen seines geringen spezifischen Gewichtes (1,5) verhinderte. Auf diese Weise fand ich 800 ° als Schmelzpunkt des Calciums.

Kupfer. Die Drahtmethode ist beim Kupfer ungenau, weil das Metall zu leicht oxydiert wird. Auch bei der Tiegelmethode muss es vor dem Luftsauerstoff geschützt werden. *Heycock* und *Neville* schmolzen es deshalb im Graphittiegel unter Borax und fanden 1079,0—1081,7 °, im Mittel 1080,5 ° als Erstarrungspunkt des Kupfers.

An der *Luft* geschmolzenes Kupfer hat, wie *Holborn* und *Day* fanden, einen bestimmten Schmelzpunkt, den sie in zwölf Bestimmungen zu 1064,7—1065,4 ° fanden; der Erstarrungspunkt war 1064,6—1065,1 °. Als Gesamtmittel ergibt sich 1065,0 °. Während diese Zahlen für Kupfer gelten, das im Porzellantiegel geschmolzen war,

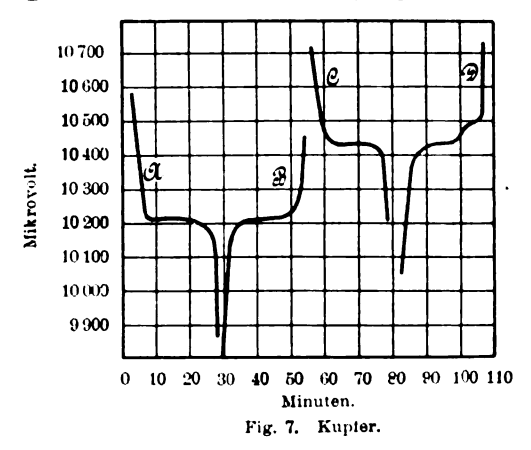


Fig. 7. Kupfer.

ergab sich im Graphittiegel, also in reduzierender Atmosphäre, 1084,2—1084,3 ° als Schmelzpunkt und 1083,9

[9]) D. p. J. Seite 251 d. Bd.

—1084,2° als Erstarrungspunkt. Fig. 7 gibt die Zeitkurven für Kupfer in Luft *A* und *B* und im Graphittiegel *C* und *D*. Der Schmelzpunkt des reinen Kupfers liegt also bei 1084,2°.

Ausführlich hat sich *Heyn* [10]) mit dem Verhalten des an der Luft geschmolzenen Kupfers beschäftigt und insbesondere die Frage beantwortet, in welcher Form der Sauerstoff vom geschmolzenen Kupfer aufgenommen und vom erstarrten Kupfer zurückgehalten wird. Der Sauerstoff ist, wie allgemein angenommen wird, chemisch gebunden und zwar als Kupferoxydul, weil Kupferoxyd vom überschüssigen Kupfer sofort zu Oxydul reduziert würde. Wäre das Kupferoxydul im Kupfer mechanisch fein verteilt, so müsste es bei langem Stehen des Kupferbades an die Oberfläche steigen und in der unteren Schicht ein oxydulfreies Kupfer hinterlassen; da dies nicht der Fall ist, so muss man annehmen, dass sich das Oxydul im überschüssigen Kupfer *auflöst*.

(Schluss folgt.)

[10]) Mitteilungen aus den Königl. Technischen Versuchsanstalten, Berlin, 1900; Zeitschr. anorg. Chemie 39, 1, 1904.

Kleinere Mitteilungen.

Gepresste und gefalzte Metalltüren.

Die Verwendung vollwandiger eiserner Türen als Schutz gegen die Verbreitung von Schadenfeuer hat sich nicht bewährt, weil derartige Türen unter der einseitigen Einwirkung der Hitze sich werfen und dann den abzuschliessenden Raum nicht genügend gegen den Eintritt von Rauch und Flammen schützen.

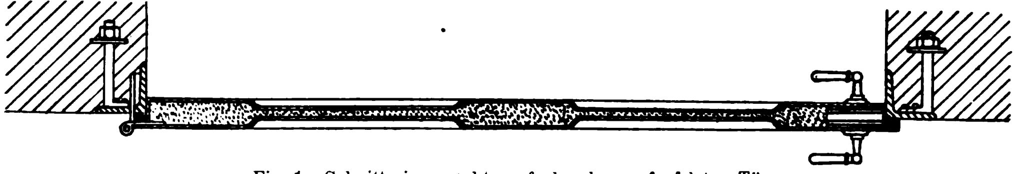


Fig. 1. Schnitt einer rechts aufgehenden, aufgefalzten Tür.

Holztüren besitzen nicht genügend Widerstandsfähigkeit gegen Verbrennen und Verkohlen. Merklich erhöht wird ihre Widerstandsfähigkeit gegen Feuer durch Beschläge von Blech; doch hat sich hierbei gezeigt, dass die Nagel- oder Schraubenlöcher den Wert des Blechbelages wesentlich herabmindern, indem das Holz unter den Löchern verkohlt, und die Befestigung des Belages sich dann lockert, wenn nicht völlig löst. Ein weiterer Mangel, der den mit Eisenblech beschlagenen Türen anhaftet, ist ihr verhältnismässig grosses Gewicht u. schlechtes Aussehen.

Fig. 2.

Um diesen Mängeln abzuhelfen, fertigt die Firma *Schwarze* in Brackwede b. Bielefeld gepresste und gefalzte Metalltüren aus zwei Flusseisenplatten, die zur möglichsten Vermeidung der Vernietungen an drei Seiten gefalzt und an den Ansichtsflächen mit eingepressten Kehlstössen versehen sind. Die Türen werden je nach Wunsch aufgefalzt (Fig. 1) oder stumpf in den Falz einschlagend eingerichtet. Die Blechstärke beträgt 1 oder 2 mm.

Um die Widerstandsfähigkeit ihrer Konstruktion gegen Feuer darzutun, hat die Firma mit einer Tür nach Fig. 2 in der Königl. mechanisch-technischen Versuchsanstalt Berlin (jetzt Material-Prüfungsamt) eine Brandprobe vornehmen lassen. Hierzu diente ein in Eisenfachwerk errichtetes Häuschen nach Fig. 3 und 4, welches durch eine Mittelwand in den Brandraum *A* und in den Beobachtungsraum *B* geteilt war. In die Mittelwand wurde die zu prüfende Tür eingebaut. In dem Brandraum wurde unter Verwendung von etwa 4 cbm Kiefernholz eine Stunde lang Feuer unterhalten. Dann wurde die Flamme mittels eines Hydranten gelöscht, wobei der volle Wasserstrahl gegen die Tür gerichtet war.

Nach 10 Minuten Brennzeit bog sich die Tür etwa 1,5 cm vom Anschlag ab. Nach 20 Minuten drang am oberen Rand der Tür Rauch in den Beobachtungsraum; die Tür bog sich auch hier etwas ab, und liess kleine Flämmchen durch, blieb aber, abgesehen von starker Erwärmung, auf der dem Beobachtungsraum zugekehrten Seite im wesentlichen unverändert. Die vom Feuer bespülte Seite der Tür zeigte nach dem Abspritzen einige

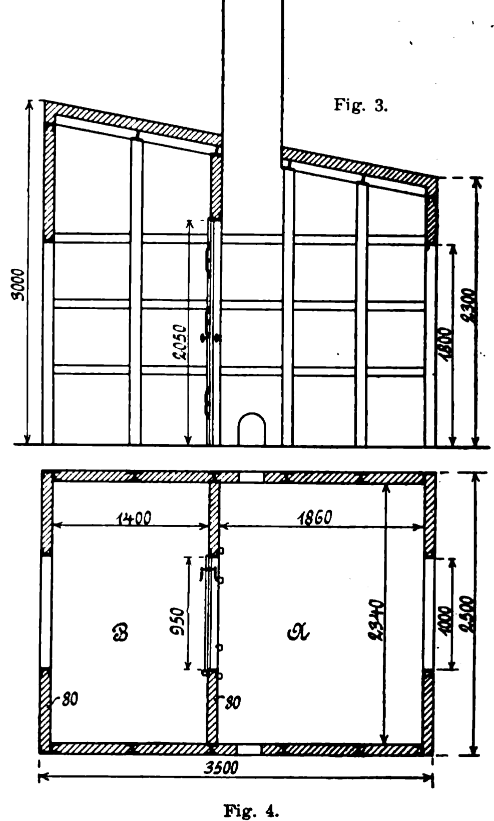


Fig. 4.

Verbeulungen und schwache Abblätterungen an der Oberfläche des Eisenbleches. Das Gefüge der Tür (Falz, Ränder, Bänder, Schloss usw.) hatte sich nicht gelockert.

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

86. Jahrg., Bd. 320, Heft 33. Berlin, 19. August 1905.

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Das Eisenbahn- und Verkehrswesen auf der Weltausstellung in St. Louis 1904.

Von Professor **M. Buhle** und Dipl.-Ing. **W. Pfitzner**, Dresden.

(Fortsetzung von S. 372 d. Bd.)

B. Eisenbahnwagen. [41])

Die äussere Erscheinung der amerikanischen Eisenbahnwagen ist von einer bei uns gänzlich ungewohnten Einheitlichkeit. Die ausschliessliche Verwendung von Drehgestellen sowie des Durchgangsystems gibt allen Wagen für Personenzüge das gleiche äussere Ansehen, das selbst durch die Färbung nur wenig und selten geändert wird, und ebenso geben die überall gleichen, fast nur als geschlossene Kastenwagen oder Selbstentlader gebauten Güterwagen einem jeden Güterzug dieselbe Erscheinung.

Im Inneren dagegen ist bei den besseren Personenwagen die grösste Mannigfaltigkeit sowie die weitestgehende Rücksicht auf Bequemlichkeiten aller Art anzutreffen, und auch innerhalb der gewöhnlichen, der „sogenannten einzigen" Wagenklasse, treten die verschiedenartigsten Einrichtungen hervor, die sich natürlich in den zu zahlenden Fahrpreisen geltend machen. In Wirklichkeit hat der Amerikaner kaum weniger Klassenunterschiede als wir.

Die umfangreiche, ausschliesslich amerikanische Wagenausstellung im Transportgebäude der Weltausstellung bot für diese Vielseitigkeit einen recht guten Ueberblick, da fast jede Wagenart in einer oder mehreren Ausführungen zu finden war, wenigstens was Personenfahrzeuge betraf. Unter den Güterwagen waren fast nur Spezialkonstruktionen vorhanden, Wagen mit besonderen Hilfseinrichtungen, Selbstentlader usw.

Der Umfang der Wagenausstellung und die Verteilung innerhalb des Transportgebäudes auf der Ausstellung war bereits in Fig. 15 auf S. 244 d. Bd. angegeben; hier seien die bemerkenswertesten Fahrzeuge im einzelnen näher vorgeführt.

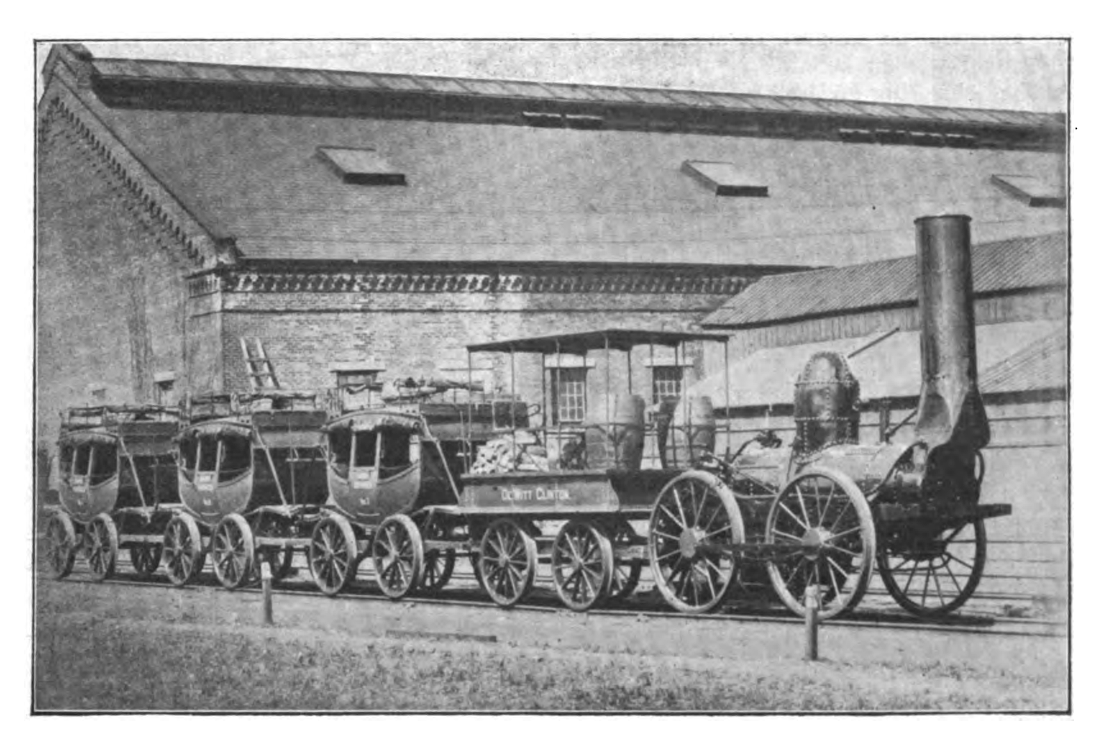


Fig. 89. De Witt Clinton-Zug.

[41]) Als vollkommenstes Werk über den Bau nordamerikanischer Eisenbahnwagen sei hier genannt: „The Car Builders Dictionary", New-York, 1898.

1. *Personenwagen.*

An erster Stelle sei die Ausstellung der

New York Central & Hudson River R. R.

genannt, die neben dem ältesten Zug, der auf ihren jetzigen Gleisen einst verkehrte, ihren modernsten Schnellzug, den *Empire State Express* vorführte, um an diesen Beispielen die gewaltige Entwicklung des amerikanischen Eisenbahnwesens zu zeigen. In der Tat ist der Unterschied zwischen dem alten *De Witt Clinton Zug*,[42]) von dem Fig. 89 eine Ansicht wiedergibt, und dem jetzigen Wagen des *Empire State Express*, Fig. 91 und 92, so-

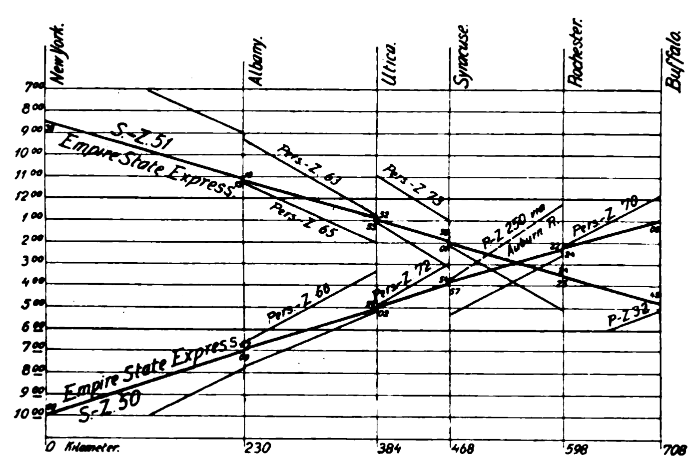


Fig. 90. Fahrplan des Empire State Express-Zuges.

wie der Lokomotive dieses Zuges, Fig. 43 bis 47, S. 321 und 322 d. Bd., ein ganz gewaltiger, der kaum besser zum Ausdruck gebracht werden konnte.

Der ausgestellte Schnellzug umfasste ausser der schon auf S. 321 u. ff. beschriebenen Lokomotive No. 3000 einen Gepäckwagen mit Rauchabteilung, einen Küchenwagen, einen normalen Personenwagen der Bahnlinie und einen Salonwagen von *Pullman*, einen sogenannten Parlor Car. Aus dieser Zusammensetzung ist schon zu erkennen, dass dieser Schnellzug nicht eigentlich als Luxuszug zu betrachten ist; er ist vielmehr ein gewöhnlicher Schnellzug, der sogar trotz seiner ganz bedeutenden Geschwindigkeit zu gewöhnlichen Fahrpreisen benutzt werden kann.[43])

Die Einrichtung der einzelnen Wagen ist folgende: Der Gepäck- und Rauchwagen (Fig. 91) enthält im vorderen Ende eine Abteilung für Gepäck, dahinter einen weit grösseren Raum für Reisende mit 24 Bänken zu je 2 Plätzen, ausserdem einen kleinen Waschraum. Bei einer Länge der beiden Haupträume von 8,8 m bezw. 12,2 m misst der ganze Wagen von Puffer bis Puffer 21,336 m.

Der als Küchenwagen bezeichnete zweite Wagen unterscheidet sich vom gewöhnlichen Personenwagen, wie dem dritten des Zuges, nur durch den Einbau einer Küche und eines Anrichteraumes. Auch hier wird der meiste Raum für Sitzbänke ausgenutzt; es ist Platz für 58 Personen. Aehnlich wie in unseren D-Zügen ohne Speisewagen werden hier wie auch in allen anderen Wagen des Zuges

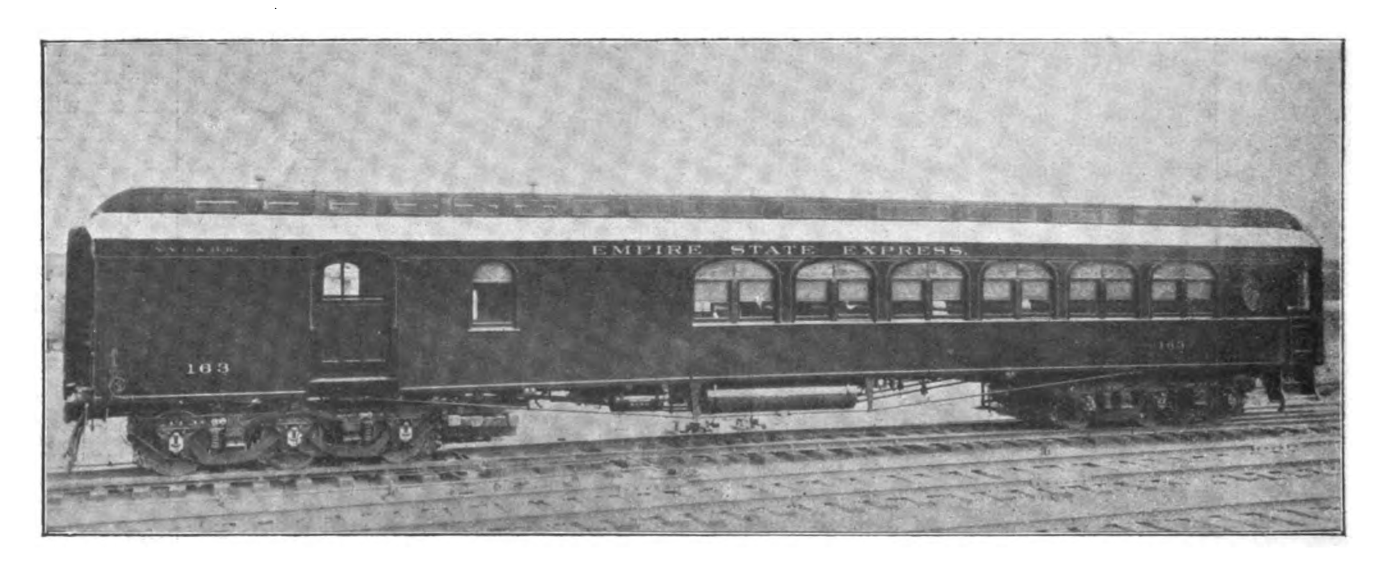


Fig. 91. Gepäck- und Rauchwagen des „Empire State Express"-Zuges.

[42]) Einige Angaben über diesen ersten, im Staate New-York gefahrenen Zug seien hier angefügt. Die Maschine *„De Witt Clinton"*, mit Tender etwa 6 t schwer, stammte aus der *West Point Foundry*, New-York. Die Treibraddurchmesser sind 1,37 m, die beiden Zylinder haben 140 mm Bohrung und 406 mm Hub, der Kessel besitzt dreissig kupferne Siederohre von 63 mm Durchmesser. — Die Teilnehmer der ersten Fahrt am 9. August 1831 hatten sehr unter dem Funkenwurf zu leiden, gegen den sie sich mit Regenschirmen usw. zu schützen suchten, da die Maschine nur mit trockenem Kiefernholz geheizt werden konnte.

[43]) Der Zug kann überhaupt als Vorbild eines zweckmässigen Schnellzuges betrachtet werden. Wie aus beistehendem Ausschnitt aus dem graphischen Fahrplan der *N. Y. C. & H. R. R. R.* hervorgeht, Fig. 90, hat der morgens 8 Uhr 30 Min., also zu bequemer Zeit aus New-York abfahrende „Empire State Express" auf der ganzen, 708 km langen Strecke bis Buffalo nur vier Aufenthaltstationen. Trotzdem ist er auch für fast jede Zwischenstation hinter Albany zu benutzen, da auf jeder Hauptstation unmittelbar hinter ihm her Personenzüge gefahren werden, die die Verteilung der Reisenden an die kleineren Zwischenstationen besorgen. Auch für die Zuführung von Reisenden zu diesem Schnellzug ist vorzüglich gesorgt, so dass er also auch von den Zwischenstationen nach Buffalo recht gut benutzt werden kann.

In gleicher Weise ist sein Gegenzug, der Buffalo um 1 Uhr mittags verlässt, mit Zuführungszügen ausgestattet, die immer kurz vor dem Eintreffen des Schnellzuges auf den Hauptstationen ankommen, so dass also der Schnellzug wiederum die beste Verbindung von fast allen Stationen nach New-York darstellt, trotzdem er selbst nur viermal im ganzen anhält.

Bemerkenswert ist bei dem ganzen Plan, dass die gegenseitigen Wartezeiten recht kurz bemessen sind, höchstens zehn Minuten, meist weniger. Dadurch wird natürlich der Vorteil der Schnellfahrt wirklich ausgenutzt. Der Expresszug selbst hat nirgends länger als drei Minuten Aufenthalt, Wasser nimmt er während der Fahrt auf.

Die durchschnittliche Geschwindigkeit ergibt sich für den einen Zug, No. 51, zu 86 km/St. über die ganze Strecke von 708 km, für den Gegenzug No. 50 nach New-York zu 79 km/St. Die grösste Durchschnittsgeschwindigkeit zwischen zwei Aufenthalten ergibt sich bei dem Zuge No. 51 zu 93 km/St., zwischen Albany und Utica, eine Strecke von 154 km, die in 99 Minuten zurückgelegt wird.



die Speisen auf kleinen wegnehmbaren Tischen serviert. Die Länge dieses Wagens ist 23,9 m.

Der in Fig. 92 und 93 abgebildete normale Personenwagen enthält Sitzbänke (für 84 Personen) — wie üblich in zwei Reihen an den Fenstern hin aufgestellt, mit umlegbaren Lehnen, so dass die Reisenden immer in der Fahrtrichtung sitzen können. An beiden Enden des Wagens befinden sich Waschräume. Die Länge ist ebenfalls nahezu 24 m.

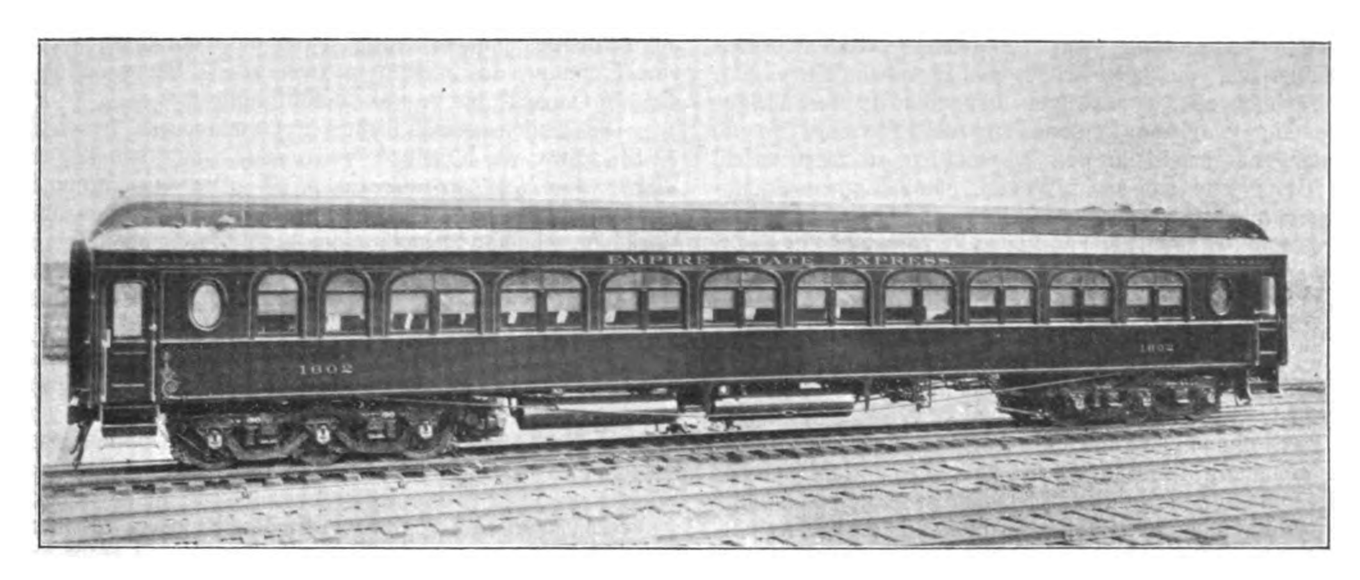


Fig. 92. Normaler Personenwagen des „Empire State Express"-Zuges.

Alle drei Wagen, die den normalen Personenfahrzeugen der amerikanischen Bahnen entsprechen, laufen auf je zwei dreiachsigen Drehgestellen; die Räder haben Papierfüllung zwischen Nabe und Radreifen, so dass der Gang selbst auf schlechterem Gleis noch sehr sanft ist. Die Heizung der Fahrzeuge geschieht bei diesem Zuge mit Lokomotivdampf; jeder Wagen besitzt eine selbsttätige Vorrichtung zur Regelung der Temperatur. Die Beleuchtung ist elektrisch, und zwar ist jeder Wagen mit einer Dynamomaschine und einer Akkumulatorenbatterie ausgerüstet; der Antrieb der Dynamo erfolgt durch einen Riemen von einer Wagenachse aus (s. D. p. J. 1904, **319**, S. 18). Ausser der elektrischen Beleuchtung, die, wie Fig. 93 erkennen lässt, an den unteren Kanten des Oberlichtaufbaues angebracht ist, befindet sich noch eine Reihe Gaslampen *(Pintsch)* in der Mitte des Wagens, die aber nur im Notfall gebraucht werden. Jeder Wagen ist mit zwei elektrischen Ventilatoren versehen, die den Betriebstrom von der Beleuchtungsanlage erhalten.

Die Ausstattung des Inneren ist einfach, aber durchaus nicht ärmlich. Die Wandflächen haben, soweit sie neben den grossen Fenstern noch vorhanden sind, Mahagonitäfelung; auf die Formgebung der Fenster und der Decke mit dem sehr geräumigen Lichtaufbau ist viel Sorgfalt verwendet. Die Sitze sind mit grünem Plüsch gepolstert; nur im Rauchwagen sind sie mit schwarzem Leder überzogen. Auffällig und sehr nachahmenswert ist die starke Abrundung aller Ecken und Kanten, an die man sich stossen könnte.

Der letzte Wagen des Zuges, ein von den *Pullmanwerken* in Buffalo (früher *Wagner Palace Car Co.*) erbauter Salonwagen, *Parlor Car*, übertrifft in Länge und Gewicht die anderen Wagen des Zuges; er ist 24,8 m lang und wiegt nicht weniger als 52,8 t.[44]) Die dreiachsigen Drehgestelle sowie die Ausrüstung des Wagenrahmens usw. entspricht der normalen Bauart der *Pullman*wagen (s. unten). Die innere Einteilung, die besonders für den „Empire State Express" entworfen ist, umfasst einen Hauptsalon mit 22 drehbaren Sesseln und 6 beweglichen, grün gepolsterten Stühlen, einen kleineren Salon mit Sopha und zwei Stühlen in stahlblauer Farbe, einen Waschraum für Damen, ein Rauchzimmer mit roten Ledersitzen und einen zweiten Waschraum. Die hintere Plattform ist als Aussichtsplatz ausgebildet, d. h. sie ist sehr geräumig gehalten und ringsum mit einem Messinggeländer versehen, sonst aber vollständig offen. Die Reisenden können hier während der Fahrt auf Feldstühlen sitzen.



Fig. 93. Normaler Personenwagen des „Empire State Express"-Zuges.

Die Ausstattung der einzelnen Räume ist entsprechend den Polstersitzen in verschiedenen Farben gehalten; die Wände sind mit gefärbter Holztäfelung versehen, die Fussböden mit passenden Teppichen belegt.

Die Beleuchtung des Wagens geschieht ebenfalls durch

[44]) Der schwerste Wagen von des deutschen Kaisers Hofzug wiegt rd. 48 t (vereinigter Speise- und Küchenwagen).

Elektrizität und Gas; die Beleuchtungskörper sind vereinigt und künstlerisch gut ausgestattet, Ventilatoren sind reichlich vorgesehen.

Einen zweiten vollständigen Personenzug führte die

American Car and Foundry Co.

vor, eine Vereinigung von 19 grossen Wagenfabriken Nordamerikas, die alle Arten von Eisenbahnfahrzeugen, hauptsächlich aber Güterwagen herstellt.[45]) Der ausgestellte Zug war ein Personenzug der *Missouri Pacific Railway*, hergestellt in den Werkstätten zu St. Charles, Mo. Er bestand aus sechs Wagen, nämlich einem Staats-Postwagen, einem normalen Gepäck- und Express- (Paketbeförderungs-)wagen, zwei normalen Personenwagen, einem Chaircar, d. h. Personenwagen mit verstellbaren Lehnsesseln, und einem Speisewagen. Alle diese Fahrzeuge waren rund 19 m lang; mit Ausnahme der beiden gewöhnlichen Personenwagen hatten alle dreiachsige Drehgestelle, deren Ausführung der bekannten amerikanischen entspricht.[46])

Das Rahmenwerk der Fahrzeuge ist verhältnismässig stark gehalten; insbesondere ist überall Rücksicht auf besondere Festigkeit an den Stirnwänden genommen worden — durch eingelegte Eisenbalken und Eckversteifungen des im übrigen ganz aus Holz gebauten Gestelles. Diese Bauart, nach dem Vorgehen der *Pullman - Werke Anti-Telescoping Construction* genannt, soll sich bei Zusammenstössen recht bewährt und dem bekannten Ineinanderschieben der langen Wagen vorgebeugt haben.

Die Beleuchtung ist ähnlich wie bei den schon erwähnten Wagen doppelt ausgeführt: elektrische Beleuchtung mit Dynamomaschine und Riementrieb von der Achse, (*Consolidated Railway Electric Lighting & Equipment Co.*, New-York), dazu die Einrichtungen zur Beleuchtung mit Gas von der *Safety Car Heating and Lighting Co.* (die amerikanische *Pintsch*-Gesellschaft), New-York. Auch die Heizung ist in doppelter Weise ausgeführt: jeder Wagen mit Ausnahme des Gepäckwagens besitzt eine Anlage für Warmwasserheizung mit eigenem Ofen; ausserdem aber ist die Möglichkeit gegeben, sowohl unmittelbar mit Lokomotivdampf zu heizen als auch diesen zur Erwärmung des Heizwassers heranzuziehen.

Ueber die innere Einrichtung der einzelnen Wagen ist noch folgendes erwähnenswert. Bei dem Postwagen ist besonders auf Helligkeit gesehen worden. Die Fenster sind gross und weit hinauf bis an das Dach geführt; die Decke und alle Wandflächen sind weiss gestrichen. Die Einrichtung für den Postdienst ist verhältnismässig einfach, da ja nur die Briefbeförderung in Frage kommt; sie besteht hauptsächlich in Gestellen zum Aufhängen der Briefbeutel und in Verteilungsbriefkästen, die z. T. beweglich ausgebildet sind, um hinter ihnen befindliche Kleiderschränke sowie Durchgangstüren nach den benachbarten Wagen zugänglich zu machen. Auf diese Weise sind alle Wandflächen für die Verteilungsbriefkästen ausgenutzt. Die sehr einfache Aufnahmevorrichtung von Briefbeuteln während der Fahrt fehlt selbstverständlich nicht. Ein sehr reichlich bemessener Waschraum mit Trinkwasserversorgung ist vorgesehen.

Bei dem Gepäckwagen befindet sich die Heizungsanlage, die Wascheinrichtung, sowie ein Schreibpult in der Mitte des ganzen Wagens, so dass auf diese Weise eine Trennung des Inneren in zwei grosse Räume erfolgt, die für Gepäck- bezw. Paketbeförderung dienen.

Die beiden gewöhnlichen Personenwagen haben je 72 Sitzplätze, in derselben Weise angeordnet wie bei den Wagen der *New York Central R. R.* Die Ausstattung in maurischem Stil ist recht reich gehalten; Polsterung und Vorhänge scheinen mehr für einen Luxuswagen als für einen gewöhnlichen Personenwagen geeignet. Auch die Fenster dieser Wagen sind künstlerisch durchgebildet; über je zwei breiten unteren Scheiben befindet sich noch ein halbelliptisch begrenztes Fenster aus bunten Gläsern in Bleifassung. Zum Schutze gegen Verschmutzung ist dieses obere Fenster von aussen mit gewöhnlichem Glas verdeckt. Auch die unteren Fenster sind als Doppelfenster ausgeführt (was sich sonst nur in den besseren *Pullman*-Wagen vorfindet), um jeden Luftzug möglichst auszuschliessen und eine bessere Wärmeisolation zu schaffen. Im ganzen machten diese Personenwagen einen recht angenehmen Eindruck.

Der Chair Car, Lehnstuhlwagen, in den Fahrplänen meist unter der Bezeichnung *„free reclining chair car“* zu finden, ist ein Wagen, der in vielen Zügen des amerikanischen Westens zu finden ist und als Mittelding zwischen den gewöhnlichen Personenwagen und den *Pullman*-Luxuswagen gelten kann. Er hat seinen Namen von den Sitzplätzen, die als Einzel-Armsessel ausgebildet und mit einer Einrichtung versehen sind, welche die Lehne weit zurückzulegen gestattet, so dass der Reisende eine mehr liegende als sitzende Stellung einnimmt (Fig. 94). Da

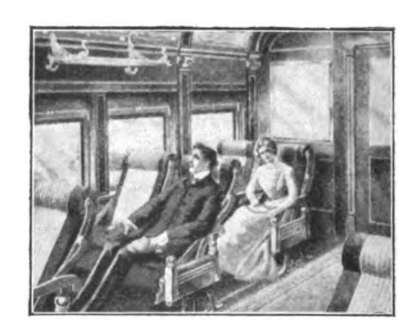


Fig. 94. Blick in einen „Free Reclining Chair Car“.

die Lehnen dieser Stühle gleichzeitig höher als die der Bänke in den gewöhnlichen Wagen sind, so ist eine lange Fahrt hier allerdings bei weitem nicht so ermüdend als auf den gewöhnlichen, im allgemeinen etwas engen und niedrigen Sitzen. Diese Wagen sind den Reisenden ohne Zuschlag zugänglich und erfreuen sich naturgemäss einer grossen Beliebtheit. Bei dem ausgestellten Wagen waren 54 Plätze vorgesehen, deren Anordnung ganz derjenigen der Bänke in den anderen Wagen entspricht, d. h. es stehen immer zwei Stühle nebeneinander an jeder Wagenseite, so dass in der Mitte ein Gang bleibt wie in Fig. 93. Die Lehnen dieser Sitze sind ebenso wie der gewöhnlichen Bänke je nach der Fahrtrichtung umstellbar. Ausser den Waschräumen an beiden Enden des Wagens ist noch ein kleines Rauchzimmer vorgesehen. Auch die Ausstattung dieses Wagens war ungewöhnlich reich.

Der Speisewagen des ausgestellten Zuges war insofern abweichend von der gewöhnlichen Anordnung, als

---

[45]) Ueber die Leistungsfähigkeit dieser im Jahre 1899 gegründeten Gesellschaft geben folgende Zahlen Auskunft. In ihren gesamten Werkstätten können jährlich hergestellt werden:

100 000 Güterwagen,
1 000 Personenwagen,
4 000 t Achsen,
1 500 000 Räder,
125 000 t Eisen in Barren,
30 000 t Rohre,
175 000 t sonstiger Guss.

Besonderes Gewicht legt die Gesellschaft zur Zeit auf die Herstellung von eisernen Güterwagen, von denen sie jährlich über 25 000 Stück herzustellen vermag. Die verschiedenen Fabriken sind über das ganze Land verteilt, so dass stets günstige Transportwege und kurze Lieferzeiten möglich sind.

[46]) s. z. B. „Drehgestelle für Schnellzugwagen“, Erg.-Bd. zu *Glasers* Annalen, Berlin, 1904.

er ausser dem grossen Speiseraum noch eine kleinere Abteilung (mit Tisch und sechs Plätzen) enthielt, die von dem Seitengang durch Vorhänge abschliessbar war. Im grossen Speiseraum hatten 24 Personen Platz (es waren vier Tische mit je vier, und vier Tische mit je zwei Plätzen vorgesehen — in der üblichen Anordnung). An den Enden der Speiseräume waren Vorrats- und Eisschränke aufgestellt, die äusserlich kaum als solche kenntlich wurden.

Anrichteraum und Küche waren mit einer grossen Reihe von Bequemlichkeiten für den Dienst ausgestattet (Eisbehälter, Speiseeisschrank, Wasserkühler, Wasserfilter, Tellerwärmer, Kaffeemaschine usw.); über den Tischen befanden sich bis ans Dach hinauf Vorratsschränke, ebenso waren unter dem Wagen durch Bodenklappen zugängliche, geräumige Kästen für Esswaren und Heizmaterial angebracht. Die Wasserversorgung bestand in einem Leitungssystem, das von einem Wasserbehälter unter dem Wagen durch Pressluft (von der Luftbremse) betätigt ward; für die Küche waren ausserdem drei Behälter auf dem Dach des Wagens aufgestellt, hauptsächlich für Spülwasser. Bei der Länge der Fahrten, die ein solcher Wagen zurückzulegen hat, sind die aussergewöhnlich gross bemessenen Vorratsräume erklärlich.

Die Lüftung des Wagens war in besonderer Weise durchgebildet. Ausser fünf Ventilatoren in den Speiseräumen und einigen Lüftungsklappen waren noch besondere elektrische Ventilatoren im Dach angebracht, die ständig Luft zuführten bezw. absaugten. Das mag sehr reichlich erscheinen, aber trotzdem kann die Fahrt über die heissen Sandstrecken der Prairie noch fast unerträglich werden.

Die künstlerische Ausschmückung war ähnlich wie bei den anderen Wagen; die Vorhänge bestanden aus grüner Seide, der hochgewölbte Oberlichtaufbau war wie die Wände in mattgrünem Ton gehalten. Die Stühle waren mit gepresstem Leder bezogen, für alle Metallteile ein dunkler Bronzeton gewählt.

(Fortsetzung folgt.)

Kinetik und Kinetostatik des Schubkurbelgetriebes.

Von Dr. ing. **Hermann Meuth**, Karlsruhe.

(Fortsetzung von S. 505 d. Bd.)

*B. **Kinetostatischer Teil.***

Die Reaktionen des Kurbelgetriebes.

Im folgenden soll untersucht werden, welche Drucke die das bewegte Getriebe stützenden Teile, die Lager und Führungen unter Einwirkung der äusseren und der aus der Bewegung entstehenden Kräfte erleiden. Das dabei eingeschlagene Verfahren kann auch ohne weiteres auf jede Stelle des Getriebes zur Bestimmung der dort herrschenden Spannungen angewendet werden. Führt man z. B. einen Schnitt durch die Lenkstange, so erhält man in den an der Schnittstelle ermittelten Reaktionen die dort auftretenden Spannungen. Mit Rücksicht auf die statische Beanspruchung der Triebwerksteile genügt die Ermittlung der Grenzwerte dieser Reaktionen und Spannungen. Ihre Schwankungen werden in der Festigkeitsberechnung durch einen dem Belastungsfall angemessenen grösseren Beanspruchungskoeffizienten berücksichtigt. Für die spezielle Untersuchung der dynamischen Vorgänge ist jedoch der Verlauf dieser Schwankungen während einer Umdrehung von Bedeutung. Dieser lässt sich in einfacher Weise unter Anwendung der *Lagrange*schen Methode angeben. Man hat zu diesem Zwecke die Bewegungsfreiheit des Systems derart zu erweitern, dass man in der Richtung der gesuchten Reaktionen virtuelle Verschiebungen unter dem Einfluss der äusseren Kräfte eintreten lässt. Die Bedingung, dass in Wirklichkeit diese Bewegungen durch die Reaktionen verhindert werden, gibt die Grösse der Reaktionskräfte. Auf diese Verwendung der *Lagrange*schen Methode zur Bestimmung der Reaktionen in Maschinenteilen hat besonders *Hertz* hingewiesen.[35])

Das Beispiel des einfachen Pendels (Fig. 4) soll das Verfahren näher erläutern: Hierbei hat die lebendige Kraft den einfachen Ausdruck $L = \frac{1}{2} l^2 \dot{\varphi}^2 M$. Als äussere Kraft wirkt hier nur das Gewicht der Masse M, dessen Moment in bezug auf den Aufhängepunkt $= - M g l \sin \varphi$ ist. Die Bewegungsgleichung lautet demnach, da

$$\frac{\partial L}{\partial \varphi} = o$$

$$\ddot{\varphi} l^2 M = - M g l \sin \varphi; \text{ daraus } \ddot{\varphi} = - \frac{g}{l} \sin \varphi.$$

Will man nun die Spannung in der Pendelstange oder die Reaktion im Aufhängepunkt in der Stangenrichtung bestimmen, so lässt man die Stange ausser ihrer Drehbewegung um den Aufhängepunkt noch eine Verlängerung ρ in der Stangenrichtung ausführen und bestimmt für dieses so erweiterte System die lebendige Kraft. Die Geschwindigkeitskomponenten in den bezeichneten Achsrichtungen sind hierfür

$$\frac{dx}{dt} = (l + \rho) \cos \varphi \, \dot{\varphi} + \dot{\rho} \sin \varphi$$

Fig. 4.

und $$\frac{dy}{dt} = - (l + \rho) \sin \varphi \, \dot{\varphi} + \dot{\rho} \cos \varphi$$

folglich

$$L = \frac{1}{2} M \left[\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy}{dt}\right)^2\right] = \frac{1}{2} M \left[(l + \rho)^2 \dot{\varphi}^2 + \dot{\rho}^2\right]$$

Die Koordinate, nach welcher die Differentiationen von L vorzunehmen sind, ist in vorliegendem Falle ρ. Als äussere Kräfte wirken jetzt die Reaktion R und die Gewichtskomponente in der Stangenrichtung; ihre Arbeit ist bei der Verschiebung $\partial \rho = (M g \cos \varphi + R) \partial \rho$.

Die Bewegungsgleichung lautet daher

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\rho}}\right) - \frac{\partial L}{\partial \rho} = M \left[\ddot{\rho} - (l + \rho) \dot{\varphi}^2\right] = M g \cos \varphi + R$$

Wenn die Reaktion die Bewegung in der Stangenrichtung verhindert — das ist der Fall für eine unelastische Pendelstange — so ist $\ddot{\rho}$ und $\rho = o$ zu setzen. Damit erhält man

[35]) s. *Heun*, Formeln und Lehrsätze der allgemeinen Mechanik, 1902. Göschen, S. 87.

$$R = -\left[M\,l\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 + M g \cos\varphi\right]$$

d. h. die Reaktion im Aufhängepunkt in Richtung der Pendelstange ist gleich der Zentrifugalkraft des Pendelgewichts + Gewichtskomponente und ist diesen Kräften entgegengesetzt gerichtet, ein Resultat, das man in diesem einfachen Falle ohne weiteres hätte angeben können. Die Grösse der Geschwindigkeit $\frac{d\varphi}{dt}$ ist der Bewegungsgleichung für das ursprüngliche System zu entnehmen.[36])

Es sollen nun im folgenden speziell die Reaktionen im Kurbellager und in der Kreuzkopfführung aufgesucht werden.

a) Reaktionen im Kurbellager.

Zum Zwecke der Bestimmung dieser Reaktionen und zwar in den zwei Richtungen X und Y (Fig. 5) denken wir uns das Getriebe im Kurbellager nicht mehr fest gestützt, sondern von der Welle gelöst und die Kurbel in der Ebene frei beweglich. Unter dem Einfluss der äusseren Kraft P und der Gewichte der Triebwerksteile gelange das Wellenmittel aus der Lage O nach O' mit den Abständen a_1 und a_2 vom Wellenmittel O. Dadurch ist die Bewegungsfreiheit des Getriebes nach zwei Richtungen erweitert. Die Bewegungsgleichung dafür erfordert zunächst die Aufstellung des Ausdrucks für die lebendige Kraft des um zwei Freiheitsgrade erweiterten Systems. Wir betrachten wieder bloss die Lenkstange in der früher festgesetzten Belastungsweise, jedoch ist jetzt unter M_1 lediglich die auf den Kurbelzapfen reduzierte Masse der Kurbel zu verstehen, da nach unserer Voraussetzung die übrigen rotierenden Teile von dem Getriebe abgetrennt angenommen werden.

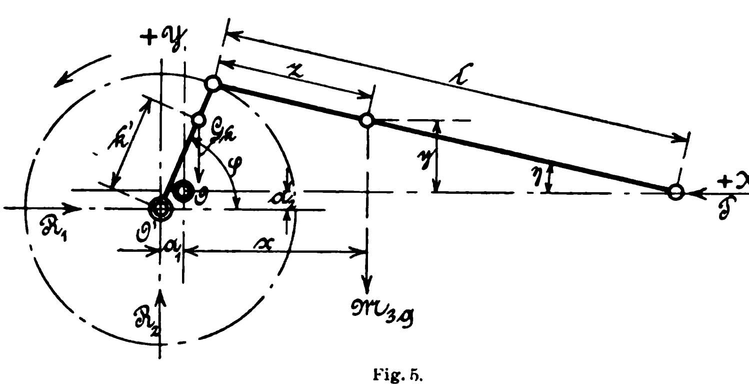


Fig. 5.

Die Koordinaten eines Lenkstangenpunktes im Abstande z vom Kurbelzapfen sind mit bezug auf das Koordinatensystem durch das ursprüngliche Wellenmittel:

$$x = r\cos\varphi + z\cos\eta - a_1$$

und

$$y = r\sin\varphi - z\sin\eta - a_2,$$

somit die Geschwindigkeitskomponenten in den bezeichneten Richtungen

$$\frac{dx}{dt} = -\dot\varphi\,.\,r\sin\varphi - z\sin\eta\left(\frac{d\eta}{d\varphi}\dot\varphi + \frac{d\eta}{da_2}\,.\,\dot a_2\right) - \dot a_1$$

und

$$\frac{dy}{dt} = \dot\varphi\,.\,r\cos\varphi - z\cos\eta\left(\frac{d\eta}{d\varphi}\dot\varphi - \frac{d\eta}{da_2}\dot a_2\right) - \dot a_2.$$

Hiermit ergibt sich die lebendige Kraft des erweiterten Systems zu

$$L = \frac{1}{2}\Sigma m\left[\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy}{dt}\right)^2\right] = \frac{1}{2}\Sigma m\left[\dot a_1^2 + \dot a_2^2 + r^2\dot\varphi^2 + z^2\left(\frac{d\eta}{d\varphi}\dot\varphi + \frac{d\eta}{da_2}\dot a_2\right)^2 + 2r\dot\varphi(\dot a_1\sin\varphi - \dot a_2\cos\varphi) - \left\{2rz\dot\varphi\cos(\varphi+\eta) - 2z(\dot a_1\sin\eta + \dot a_2\cos\eta)\right\}\left(\frac{d\eta}{d\varphi}\dot\varphi + \frac{d\eta}{da_2}\dot a_2\right)\right].$$

Man kann sich das Wellenmittel O in die neue Lage O' gebracht denken durch Horizontalverschiebung des ganzen Systems um die Strecke a_1 und alsdann durch eine senkrechte Verschiebung a_2. Bei der wagerechten Verschiebung a_1 wird der Neigungswinkel der Lenkstange η nicht geändert, d. h. $\frac{d\eta}{da_1} = o$.

In den Ausdruck für den geometrischen Zusammenhang des Getriebes tritt in seiner erweiterten Form noch die Variable a_2.

Es ist $r\sin\varphi - a_2 = l\sin\eta$; daraus durch Differentiation nach a_2: $\frac{d\eta}{da_2} = -\frac{1}{l\cos\eta}$ oder mit der früheren Annäherung $\cos\eta = 1$: $\frac{d\eta}{da_2} = -\frac{1}{l}$. Werden schon jetzt in den Ausdruck für die lebendige Kraft die Näherungswerte für $\frac{d\eta}{d\varphi}$ und $\cos(\varphi+\eta)$ eingeführt, welche dieselben sind, wie die auf S. 486 angegebenen,[37]) so wird

$$L = \frac{M_1 + M_2 + M_3}{2}\left[\dot a_1^2 + \dot a_2^2 + r^2\dot\varphi^2 + 2r\dot\varphi(\dot a_1\sin\varphi - \dot a_2\cos\varphi)\right] - (M_2 + a M_3)\left[r\dot\varphi(\cos\varphi - \lambda\sin^2\varphi) - (\dot a_1\lambda\sin\varphi + \dot a_2)\right](r\cos\varphi\,\dot\varphi - \dot a_2) + \frac{M_2 + b M_3}{2}\left[r^2\dot\varphi^2\cos^2\varphi - 2r\dot\varphi\dot a_2\cos\varphi + \dot a_2^2\right] \qquad 2a)$$

---

[36]) Das Verfahren lässt sich aber noch weiter verwenden, wenn auch die Elastizität der Pendelstange berücksichtigt werden soll. Für die elastische Stange ist ρ nicht $= o$; es kann unter der Voraussetzung der Proportionalität zwischen Spannungen und Dehnungen der Reaktionskraft R proportional gesetzt werden. Setzt man $R = \rho\,.\,C$, wobei $C = \frac{E\,.\,F}{l}$ (E = Elastizitäts-Modul, F = Stangenquerschnitt) in die Bewegungsgleichung des erweiterten Systems ein, so erhält man:

$$M\,[\ddot\rho - (l+\rho)\dot\rho^2] - \rho\,C = M g\cos\varphi;$$

zusammen mit der Bewegungsgleichung des ursprünglichen Systems, die modifiziert wird zu

$$\ddot\varphi + \frac{2\dot\varphi\dot\rho}{(l+\rho)} = \frac{g\,.\,l}{(l+\rho)^2}\sin\varphi$$

beschreibt diese Gleichung die Bewegung des Endpunktes der elastischen Pendelstange. Die Bewegung dieses Systems, nun eines Systems mit zwei Freiheitsgraden, ist eine resultierende aus den Pendelschwingungen und den Longitudinalschwingungen der Stange. Die Lösung der Gleichung ist aus der Schwingungslehre bekannt.

Hiermit gewinnt man einen Einblick in die dynamischen Beanspruchungen bewegter, elastischer Glieder von Mechanismen, so z. B. beim Kurbelgetriebe durch Ermittlung etwa der Transversalschwingungen der sich verbiegenden bezw. ausknickenden Lenkstange oder der Torsionsschwingungen der Welle usw.

[37]) Eine nachträgliche Prüfung hat ergeben, dass in dem Ausdruck für die lebendige Kraft auf S. 468 die Annäherung $\cos\eta = 1$ schon vor Ausführung der Differentiationen hätte gemacht werden können. Es ist jedoch im voraus nicht zu übersehen, ob dadurch nicht Glieder von der Differentiation ausgeschlossen werden, deren Bedeutung erst später hervortritt. Mit Rücksicht darauf ist es unterlassen worden, an der früheren Stelle den Ausdruck für die lebendige Kraft vor der Differentiation zu vereinfachen.

Entsprechend den drei Freiheitsgraden des erweiterten Systems ist die Aufstellung von drei Bewegungsgleichungen erforderlich:

Die erste für die Drehung um den Winkel φ geht aus der Bearbeitung von Gleichung 2a) hervor, wenn dabei die virtuellen Verschiebungen a_1 und $a_2 = o$ gesetzt werden. Die zweite und dritte beschreiben die virtuelle Bewegung des Wellenmittels in den Achsrichtungen; die sog. Koordinaten sind hier die Verschiebungen a_1 und a_2. Letztere Gleichungen lauten daher

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L^2}{\partial \dot{a}_1}\right) - \frac{\partial L}{\partial a_1} = Q_{a_1} + R_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \text{II)}$$

und

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{a}_2}\right) - \frac{\partial L}{\partial a_2} = Q_{a_2} + R_2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \text{III)}$$

Auf die rechten Seiten dieser Gleichungen tritt zunächst, da es sich um Verschiebungen in den Richtungen X und Y handelt, die Summe der Komponenten Q_{a_1} und Q_{a_2}, welche die äusseren Kräfte in den beiden Achsrichtungen aufweisen. Das Vorzeichen dieser Kräfte erhält man am sichersten wieder unter Anwendung des Prinzips der virtuellen Arbeiten:

$$Q_{a_1} \cdot \delta a_1 = \Sigma K_1 \, \delta x \text{ und } Q_{a_2} \, \delta a_2 = \Sigma K_2 \, \delta y,$$

wenn K_1 und K_2 die Komponenten der äusseren Kräfte in den Achsen X und Y mit dem in Fig. 5 bezeichneten Richtungssinn bedeuten.

Mit den Werten für x und y auf Seite 518 ist

1. für den Schwerpunkt des Kurbelarmes
   $\delta x = -\delta a_1$; $\delta y = -\delta a_2$
   $K_1 = o$; $K_2 = -G_k$,
2. für den Schwerpunkt der Lenkstange
   $\delta x = -\delta a_1$; $\delta y = -\delta a_2 (1 - a)$; $a = \frac{z'_0}{l}$
   $K_1 = o$; $K_2 = -M_3 g$,
3. für den Kreuzkopf
   $\delta x = -\delta a_1$; $\delta y = o$,
   $K_1 = -P$; $K_2 = -M_2 g$.

Somit ergibt sich

$$Q_{a_1} = +P; \; Q_{a_2} = G_k + M_3 g (1 - a).$$

Eine Verlegung der Kräfte und Massen, wie sie bei der Betrachtung der reinen Bewegungsverhältnisse des Getriebes zulässig war, darf nach der Teilung des Systems zur Bestimmung der Spannungen in demselben nicht mehr stattfinden. Der Widerstand fällt heraus, wenn er an der abgetrennten Welle, nicht aber wenn er an der verlängerten Kolbenstange angreift. Die Kolbenkraft wirkt am Kreuzkopf und die Gewichte der bewegten Teile greifen in deren Schwerpunkten an, wo ihre Massen hinsichtlich ihrer statischen Wirkung konzentriert werden dürfen. Zu diesen äusseren Kräften treten noch die stützenden Reaktionen im Kurbellager R_1 und R_2.

Werden nun die partiellen Differentiationen von L nach a_1 und a_2 ausgeführt, so lauten die Bewegungsgleichungen

$$(M_1 + M_2 + M_3)\left[\ddot{a}_1 + r\ddot{\varphi}\sin\varphi + r\dot{\varphi}^2\cos\varphi\right]$$
$$+ (M_2 + a M_3)\left[r\dot{\varphi}^2 \lambda \cos 2\varphi + r\frac{\ddot{\varphi}\lambda}{2}\sin 2\varphi\right.$$
$$\left. - \ddot{a}_2 \lambda \sin\varphi - \dot{a}_2 \dot{\varphi} \lambda \cos\varphi\right] = Q_{a_1} + R_1 \quad . \quad . \quad \text{IIa)}$$

und

$$(M_1 + M_2 + M_3)\left[\ddot{a}_2 - r\ddot{\varphi}\cos\varphi + r\dot{\varphi}^2\sin\varphi\right]$$
$$+ (M_2 + a M_3)\left[r\ddot{\varphi}(2\cos\varphi - \lambda\sin^2\varphi)\right.$$
$$- r\dot{\varphi}^2(2\sin\varphi - \lambda\sin 2\varphi) - \ddot{a}_1\lambda\sin\varphi - 2\ddot{a}_2$$
$$\left. - \dot{a}_1\dot{\varphi}\lambda\cos\varphi\right] - (M_2 + b M_3)(r\ddot{\varphi}\cos\varphi$$
$$- r\dot{\varphi}^2\sin\ddot{\varphi} - a_2) = Q_{a_2} + R_2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \text{IIIa)}$$

Da nun für das starr gelagerte Getriebe die Verschiebungen tatsächlich nicht zustande kommen, so erhält man mit a_1, a_2 und deren Ableitungen $= o$, die Grösse der Reaktionen

$$R_1 = r\ddot{\varphi}\left[(M_1 + M_2 + M_3)\sin\varphi + (M_2 + a M_3)\frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi\right]$$
$$+ r\dot{\varphi}^2\left[(M_1 + M_2 + M_3)\cos\varphi + (M_2 + a M_3)\lambda\cos 2\varphi\right]$$
$$- Q_{a_1}.$$

$$R_2 = - r\ddot{\varphi}\left[\Big(M_1 + (1 - 2a + b) M_3\Big)\cos\varphi\right.$$
$$\left. - \frac{M_2 + a M_3}{2}\lambda\cos 2\varphi + \frac{M_2 + a M_3}{2}\lambda\right] + r\dot{\varphi}^2\left[\Big(M_1\right.$$
$$\left. + (1 - 2a + b) M_3\Big)\sin\varphi - \frac{M_2 + a M_3}{2}\lambda\sin 2\varphi\right]$$
$$- Q_{a_2}.$$

Die Grössen der Geschwindigkeit und Beschleunigung $\dot{\varphi}$ und $\ddot{\varphi}$ sind der Bewegungsgleichung des ursprünglichen Getriebes zu entnehmen. Alsdann können die Reaktionen des Lagers in den beiden Achsrichtungen für jede Stellung der Kurbel angegeben werden. Die Betrachtung der Ausdrücke der Reaktionen ergibt eine einfache mechanische Interpretation dieser Werte.

Darnach rühren die Reaktionen her einmal unmittelbar von den äusseren Kräften Q_{a_1} und Q_{a_2} und dann von den Kräften, welche aus der von den äusseren Kräften verursachten Bewegung entstehen. Letztere erscheinen in der Form von tangentialen Trägheitskräften (Glieder mit $\ddot{\varphi}$) und von radialen oder Zentrifugalkräften (Glieder mit $\dot{\varphi}^2$).

(Fortsetzung folgt).

Nicholsons Versuche mit Schnellschnittstählen.

Von Prof. **Pregél,** Chemnitz.

(Fortsetzung von S. 503 d. Bd.)

In der Tab. II für die Grenzwerte sind die Grösst- und Kleinstwerte zusammengestellt, und zwar gibt in Tab. II die Abteilung

I Max. und Min. des spez. Schnittdruckes kg/qmm,

K Max. und Min. der spez. mechan. Arbeit mkg/Std.kg,

und endlich die Abteilung

L Max. und Min. des spez. mech. Effektes mkgStd./qmm

für A bis H an.

Um diese Tabellengruppe zu beschränken, ist jede blos auf ein Werkstückmaterial, und zwar auf I I, K II und L III bezogen, so dass I II und I III, ebenso K I und K III, sowie L I und L II weggelassen worden sind. Uebrigens findet sich die Ergänzung derselben für Gusseisen in Schaulinien (Fig. 1 bis 3 der betreffenden Gruppenwerte I, K, L.

Für *hartes Gusseisen* III mit $\gamma = 7{,}3$ gr/ccm sind die Schaulinien für A, B, C und D, und zwar für

$$\frac{\text{kg}}{\text{qmm}},\ \frac{\text{Sek.mkg}}{\text{qmm}} \text{ und } \frac{\text{mkg}}{\text{Std.kg}}$$

in einem Bilde (Fig. 4) zusammengestellt, woraus die Abhängigkeit dieser Werte voneinander zu erkennen ist. Um das Bild klarer zu gestalten, ist in demselben der Masstab für die Schnittgeschwindigkeit grösser gehalten, als in den anderen Bildern (Fig. 1 und 3), und zwar ist hier 1 mm/Sek. = 1 mm gemacht.

Dieselbe Zusammenstellung der Schaulinien: kg/qmm, Sek.mkg/qmm und mkg/Std.kg für *weichen Stahl* IV und in der Ausdehnung H bis E ist in Fig. 5 auf die Geschwindigkeitslinie 4 mm/Sek. = 1 mm, als Grundlinie von 180 bis 760 mm/Sek. reichend, gezeichnet.

Im Diagramm Fig. 6 ist für *Gusseisen* die *stündliche Spanleistung* kg/Std. gezeigt, und die Grundlinie von 70 bis 600 mm/Sek. im Masstabe 4 mm/Sek. = 1 mm gebraucht.

Die in die Schaulinien eingezeichneten Geraden A, B, C und D, welche annähernd den Gleichungen

$$y = 5 + 0{,}06\,(x - c) \quad \ldots\ldots \quad A)$$

$$y = 10 + \frac{1}{5}\,(x - c) \quad \ldots\ldots \quad B)$$

$$y = 25 + \frac{7}{10}\left(\frac{x - c}{2}\right) \quad \ldots\ldots \quad C)$$

$$y = 50 + \frac{3}{4}\,(x - c) \quad \ldots\ldots \quad D)$$

entsprechen, besitzen unter sich keine proportionale Beziehung, weil die spezifischen Gewichte γ verschieden sind, und zwar betragen diese

für I $\gamma = 7{,}1$ gr/ccm Gusseisen weich,
„ II $\gamma = 7{,}2$ „ mittelhart,
„ III $\gamma = 7{,}3$ „ hart.

Im Diagramm Fig. 7, in welchem die sekundliche Leistung an Spanvolumen ccm/Sek. dargestellt ist, wird der Proportionalität entsprochen, so dass sogar eine Vergleichung der Einzelversuche für Gusseisen und Stahl ermöglicht ist.

Die allgemeine Gleichung dieser Geraden ist

$$y = b\,(x - c),$$

und weil der gemeinschaftliche Pol 0 vom Ursprung des rechtwinkligen Koordinatensystems um $c = 30$ mm/Sek. absteht, und weil ferner der Masstab für die Grundlinie 4 mm/Sek. = 1 mm Basislänge ist, so wird die allgemeine Gleichung

$$y = b\,(x - 30)$$

lauten.

Da nun ferner $b = \operatorname{tg} \alpha$ die trigeometrische Tagente des Neigungswinkels einer Geraden ist, so wird der Proportionalität entsprechend für

$f = 30,\ 15,\ 7{,}5$ und $2{,}5$ qmm norm. Spanquerschnitt

der Wert für $\operatorname{tg} \alpha$

$b = 1{,}33,\ 0{,}66,\ 0{,}33$ und $0{,}11$ sein.

Weil aber der Masstab für 1 ccm/Sek. = 1 mm ist und jener für 1 mm/Sek. = 4 mm ist, so muss dementsprechend die allgemeine Gleichung

$$10\,y = b\,\frac{(x - 30)}{4} \text{ bez. } y = b\,\frac{(x - 30)}{40}$$

für die Fig. 7 geschrieben werden, sofern die Geschwindigkeit in mm/Sek. in die Rechnung eingeführt wird.

In der Tabelle III, Gruppe M bis P, sind die Mittelwerte der Tabellen A bis H je für Gusseisen und Stahl nach den Spanquerschnitten getrennt zusammengestellt und deren Hauptmittelwerte gebildet. Zudem sind die Beziehungen des Stahles zum Gusseisen in den Einzel- und Hauptmittelwerten berechnet und diese Werte, um bequemer Vergleichungen anzustellen, ausserdem noch abgerundet. So verhält sich der absolute Schnittdruck in kg beim Spanquerschnitt $f = 2{,}5$ qmm in Tabelle M

$$\frac{\text{IV}}{\text{I}} = \frac{\text{Stahl weich}}{\text{Guss weich}} = \frac{2{,}2}{1},$$

während der spezifische Schnittdruck kg/qmm

$$\frac{\text{IV}}{\text{I}} = \frac{\text{Stahl weich}}{\text{Guss weich}} = \frac{2}{1}$$

sich verhält, was sich aus dem Verhältnis der Spanquerschnitte qmm, Spalte 45, z. B. $2{,}2 \cdot 0{,}89 = 2{,}00$ erklärt, worin (IV : I) = 0,9 ≐ 0,89 das Verhältnis der Spanquerschnitte ist.

Während bei weichem Material (IV : I) das Verhältnis des Schnittdruckes 2 ist, wird dasselbe Verhältnis bei mittelhartem Material (V : II) ≐ 1 nach Tab. M, Spalte 39, werden.

Fast dem entgegengesetzt stellt sich dieses Verhältnis bei der stündlichen Spanleistung kg/Std., Spangewicht, in den beiden Fällen in Tab. M., Spalte 49,

$$\frac{\text{IV}}{\text{I}} \doteq 1{,}2 \text{ und } \frac{\text{V}}{\text{II}} = 2{,}1$$

ein, wobei also stark abgerundet

$$\frac{\text{IV}}{\text{I}} \doteq 1 \text{ und } \frac{\text{V}}{\text{II}} = 2 \text{ ist.}$$

Hiermit verglichen, werden beim Spanquerschnitt $f = 30$ qmm, also nach Tab. II P, diese Verhältnisse

kg/qmm, Spalte 41, $\begin{cases}(\text{IV : I}) = 2{,}57\\ (\text{V : II}) = 1{,}21\end{cases}$

und bei kg/Std., Spalte 49, $\begin{cases}(\text{IV : I}) = 0{,}97\\ (\text{V : II}) = 1{,}86\end{cases}$

Tabelle II.

Grenzwerte. (Abgerundet.)

17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33
Versuchs-No.	Gruppenzeichen aus Tabelle I	Material	c Schnittgeschw. mm/Sek.	Spanabmessungen		Schnittdruck			Mech. Effekt			Spanquerschnitt qmm	Schnittfläche qcm/Sek.	Spangewicht kg/Std.	Mech. Arbeit mkg/Std.kg	Wirkl. Schneidwinkel ° '
				Schnitttiefe mm	Schnittbogenlänge mm	kg	kg f. d mm Bogenlänge	kg/qmm	mkg/Sek.	mkgsek/qmm	PS					
I) Maxima und Minima des spezif. Schnittdruckes kg/qmm.																
161	A	I. Weiches Gusseisen.	560	1,66	4,45	320	70	**125**	180	70	2,3	2,5	8,8	35	20 700	67 15
167			520	1,62	4,45	200	44	**74**	100	38	1,3	2,6	8,2	34	10 800	80 5
169	B		510	4,80	10,67	550	50	**69**	280	35	3,7	8,0	8,0	98	10 200	67 30
168			450	4,70	10,16	370	36	**46**	170	21	2,2	8,0	7,2	86	6 900	80 20
182	C		340	4,47	11,43	1310	115	**95**	440	20	5,9	13,8	10,7	120	13 400	78 40
175			300	4,72	10,67	970	90	**65**	290	19	3,8	15,0	9,4	114	9 100	67 50
184	D		270	8,62	16,76	2340	140	**86**	630	23	8,3	27,1	8,6	190	12 000	76 25
178			250	10,20	16,51	1610	100	**53**	400	13	5,3	30,6	7,9	195	7 600	67 50
5	E	IV. Weicher Stahl.	650	1,28	5,84	550	93	**230**	360	150	4,7	2,4	10,4	38	33 900	80 30
11			670	1,18	5,08	390	77	**167**	260	110	3,5	2,3	11,0	37	25 800	78 5
12	F		540	4,50	9,40	1280	136	**190**	650	98	9,2	6,7	8,3	106	22 100	77 5
4			420	4,21	10,70	1140	107	**170**	480	72	6,4	6.7	6,6	79	22 000	60 0
29	G		310	4,15	8,64	2560	297	**200**	800	63	10,5	12,8	9,8	113	25 500	70 0
40			320	4,09	8,13	2090	257	**163**	680	53	8,9	12,8	10,2	120	20 400	69 15
34	H		200	8,70	11,7	6120	523	**224**	1190	45	15,8	27,3	6,1	150	22 600	61 40
39			280	7,79	15,7	4370	278	**170**	1210	47	16,1	25,9	9,1	200	21 800	67 35
K) Maxima und Minima der spezif. mech. Arbeit mkg/Std kg.																
50	A	II. Mittelhartes Gusseisen.	320	1,52	3,81	480	160	260	150	81	2,0	1,9	5,1	15	**36 970**	76 0
52			260	1,66	5,08	400	79	160	100	42	1,4	2,5	4,1	17	**22 470**	80 40
53	B		210	4,03	10,16	1160	114	180	240	37	3,1	6,4	3,1	35	**24 490**	79 25
45			250	3,94	9,65	600	62	100	150	24	2,0	6,3	4,0	43	**12 830**	73 10
56	C		160	3,89	7,62	1680	220	140	270	22	3,6	12,3	5,1	52	**18 800**	78 5
66			190	4,76	6,35	1460	174	100	270	19	3,6	14,1	5,9	64	**15 370**	68 10
61	D		130	7,12	15,50	3750	242	160	330	21	6,4	22,6	4,0	70	**24 500**	75 25
63			110	8,95	16,26	2790	171	100	310	11	4,1	28,4	3,5	80	**14 090**	67 30
89	E	V. Mittelharter Stahl.	540	1,52	4,06	440	108	180	240	97	3,1	2,4	8,4	36	**23 770**	69 40
91			540	1,56	4,32	390	89	160	210	83	2,7	2,5	8,5	39	**19 210**	62 45
90	F		410	4,16	8,89	1240	139	170	510	68	6,7	7,4	6,6	86	**21 170**	66 5
82			420	3,96	9,65	1040	108	140	430	58	5,7	7,3	6,3	81	**19 180**	65 20
95	G		250	4,36	9,53	2760	290	200	680	49	9,3	13,8	7,8	94	**25 950**	71 50
94			280	4,57	10,20	2300	225	160	630	44	8,4	14,5	8,7	115	**19 830**	63 15
96	H		200	8,51	14,60	5000	343	190	1000	37	13,1	27,0	6,3	150	**24 010**	70 50
106			200	8,63	14,60	4430	304	160	870	32	11,5	27,4	6,3	151	**20 780**	69 30
L) Maxima und Minima des spezif. mech. Effektes mkg sek/qmm.																
121	A	III. Hartes Gusseisen.	190	1,47	5,59	680	120	305	130	**58**	1,7	2,2	3,0	12	41 100	72 40
113			200	1,62	5,08	320	63	135	60	**25**	0,8	2,4	3,1	13	16 300	74 50
114	B		160	4,01	10,16	1210	120	185	180	**29**	2,5	6,5	2,5	26	25 800	75 25
110			160	4,70	8,89	600	67	80	100	**13**	1,3	7,6	2,6	32	10 800	73 45
127	C		130	3,70	9,91	1800	182	145	230	**19**	3,0	12,3	4,0	39	21 000	76 35
115			100	4,30	9,65	1490	155	110	150	**11**	2,0	13,9	3,3	37	14 900	77 30
188	D		90	8,35	22,23	3030	136	130	290	**12**	3,8	23,4	3,0	66	15 200	73 0
116			90	8,89	15,50	2020	130	70	180	**6**	2,3	28,9	2,8	65	9 700	74 30
135	E	VI. Harter Stahl.	300	1,44	4,06	730	180	325	220	**97**	2,6	2,3	4,8	19	40 600	69 55
139			270	1,65	5,08	530	104	210	140	**55**	1,7	2,6	4,2	20	25 600	72 45
136	F		220	4,55	8,64	1760	204	235	390	**53**	5,1	7,5	3,5	45	31 600	69 0
132			210	4,74	7,87	1340	170	180	280	**37**	3,7	7,5	3,3	44	22 500	61 30
153	G		160	4,48	10,20	3580	350	255	560	**40**	7,4	14,1	5,0	63	32 400	74 10
157			150	4,37	12,20	2920	240	200	450	**31**	5,9	14,6	4,8	59	27 400	61 25
146	H		100	8,27	14,00	7790	556	295	790	**30**	10,5	26,4	3,2	75	38 000	69 5
152			100	9,18	16,50	5990	363	205	610	**21**	8,2	29,2	3,3	84	26 200	68 50

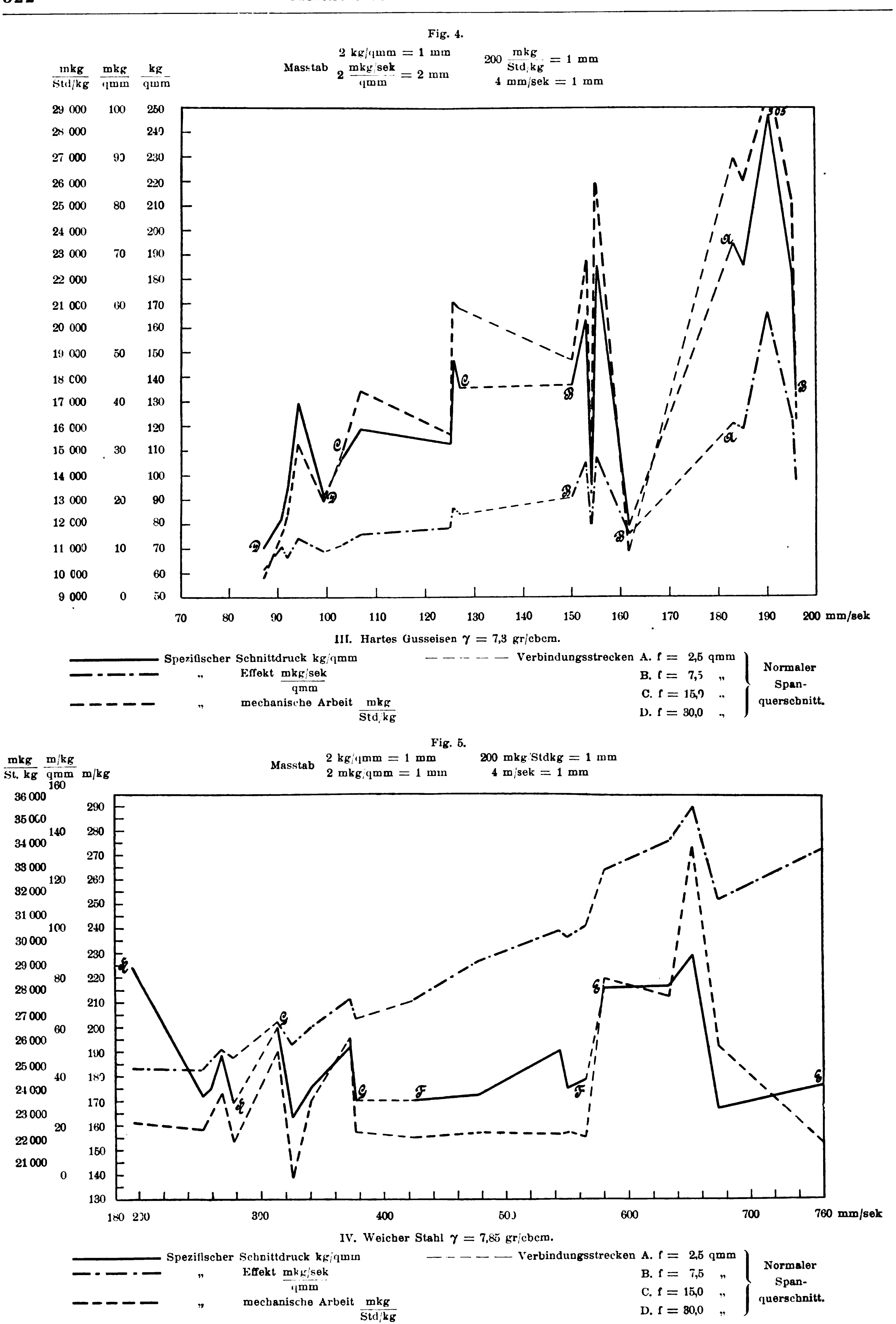

Fig. 4.
Masstab 2 kg/qmm = 1 mm
2 mkg/sek / qmm = 2 mm
200 mkg / Std/kg = 1 mm
4 mm/sek = 1 mm
III. Hartes Gusseisen γ = 7,3 gr/cbcm.
Spezifischer Schnittdruck kg/qmm
„ Effekt mkg/sek / qmm
„ mechanische Arbeit mkg / Std/kg
Verbindungsstrecken
A. f = 2,5 qmm
B. f = 7,5 „
C. f = 15,0 „
D. f = 30,0 „
Normaler Span-querschnitt.
Fig. 5.
Masstab 2 kg/qmm = 1 mm
2 mkg/qmm = 1 mm
200 mkg/Stdkg = 1 mm
4 m/sek = 1 mm
IV. Weicher Stahl γ = 7,85 gr/cbcm.
Spezifischer Schnittdruck kg/qmm
„ Effekt mkg/sek / qmm
„ mechanische Arbeit mkg / Std/kg
Verbindungsstrecken
A. f = 2,5 qmm
B. f = 7,5 „
C. f = 15,0 „
D. f = 30,0 „
Normaler Span-querschnitt.

Fig. 6.
Masstab 2 kg = 1 mm, 4 mm/sek = 1 mm.

Stunden-Spannleistung kg/Std.
Gusseisen.

A. $y = 5 + 0{,}06\,(x - c)$

B. $y = 10 + \frac{1}{5}\,(x - c)$

C. $y = 25 + \frac{7}{10}\left(\frac{x - c}{2}\right)$

D. $y = 50 + \frac{3}{2}\left(\frac{x - c}{2}\right)$

y = kg/Std.

x = mm/sek.

c = 70 mm/sek.

Fig. 7.

Spanvolumen cbcm/sek für Gusseisen A—D, Stahl E—H

Tabelle III.

Gegenüberstellung und Verhältnis der Mittelwerte für Gusseisen und Stahl bei gleichem Spanquerschnitt.

34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50
Spanquerschnitt qmm	Bedeutung der Werte	Material		c Schnittgeschw. mm/Sek.	Schnittdruck			Mech. Effekt			Wirkl. Spanquerschnitt qmm	Wirkliche Schnittfläche qcm/Sek.	Spanvolumen ccm/Sek.		Spangewicht gewogen kg/Std.	Mech. Arbeit mkg/Std. kg
		Art	Zustand		kg	normal kg/mm	kg/qmm	mkg/Sek.	mkgsek/qmm	PS			normal	berechnet		
M $f = {}^1/_{16}'' \times {}^1/_{16}'' = 2,5$ qmm	Mittel	A Gusseisen	I Weich	547	220	160	101	140	56	1,9	2,6	8,7	1,4	1,4	34	15 000
			II Halbh.	286	390	250	176	120	51	1,5	2,3	4,5	0,7	0,7	17	24 000
			III Hart	190	470	300	200	90	38	1,2	2,4	3,0	0,5	0,5	12	27 000
			Mittel	**340**	**375**	**236**	**145**	**115**	**48**	**1,52**	**2,4**	**5,4**	**0,86**	**0,86**	**21,2**	**22 000**
		E Stahl	IV Weich	660	460	290	201	300	131	4,0	2,3	10,5	1,7	1,4	40	27 000
			V Halbh.	534	400	210	179	220	96	2,9	2,3	8,5	1,3	1,3	36	22 000
			VI Hart	290	600	380	248	180	72	2,3	2,5	4,6	0,7	0,7	21	31 000
			Mittel	**495**	**487**	**293**	**209**	**230**	**60**	**3,04**	**2,34**	**7,46**	**1,24**	**1,1**	**35**	**26 600**
	Verhältniszahlen. Gusseisen = 1.		IV : I	1,21	2,18	1,78	2,00	2,12	2,34	2.12	0,89	1,21	1.20	1,00	1,16	1,78
			V : II	1,87	1,03	0,88	1,02	1,88	1,88	1,88	1,00	1,87	1,86	1,86	2,11	0,90
			VI : III	1,53	1,30	1,27	1,24	2,00	1,89	2,00	1,03	1,52	1,52	1,40	1,69	1,14
			E : A	**1,46**	**1,30**	**1,31**	**1,44**	**2,01**	**1,25**	**2,01**	**0,97**	**1,38**	**1,44**	**1,28**	**1,52**	**1,20**
			IV : I	1,2	2,2	1,8	2,0	2,1	2,3	2,1	0,9	1,2	1,2	1,0	1,2	1,8
			V : II	1,9	1,0	0,9	1,0	1,9	1,9	1,9	1,0	1,9	1,9	1,9	2,1	0,9
			VI : III	1,5	1,3	1,3	1,2	2,0	1,9	2,0	1,0	1,5	1,5	1,4	1,7	1,1
			E : A	**1,5**	**1,3**	**1,3**	**1,4**	**2,0**	**1,3**	**2,0**	**1,0**	**1,4**	**1,4**	**1,3**	**1,5**	**1,2**
N $f = {}^3/_{16}'' \times {}^1/_{16}'' = 7,5$ qmm	Mittel	B Gusseisen	I Weich	435	470	100	60	210	26	2,8	8.0	6.9	3,3	3,3	85	9 000
			II Halbh.	240	840	180	125	200	29	2,2	6,8	3,7	1,8	1,6	42	17 000
			III Hart	155	930	160	134	140	20	1,9	7,1	2,5	1,2	1,1	29	18 000
			Mittel	**270**	**747**	**157**	**106**	**182**	**25**	**2,44**	**7,3**	**4,36**	**2,07**	**2,0**	**52**	**14 700**
		F Stahl	IV Weich	512	1190	250	177	600	90	8,1	6,7	8,0	3,8	3,5	94	20 000
			V Halbh.	382	1150	240	155	440	59	5,8	7,4	6,1	2,9	2,8	74	20 000
			VI Hart	210	1760	360	223	360	47	4,7	7,7	3,3	1,6	1,6	45	27 000
			Mittel	**367**	**1350**	**284**	**185**	**467**	**49**	**6,21**	**7,27**	**5,8**	**2,76**	**2,6**	**74**	**22 300**
	Verhältniszahlen. Gusseisen = 1.		IV : I	1,18	2,52	2,54	2,96	2,93	3,47	2,94	0,85	1,17	1,18	1,06	1,11	2,54
			V : II	1,60	1,43	1,36	1,24	2,22	2,04	2,22	1,10	1,62	1,60	1,75	1,75	1,17
			VI : III	1,36	1.90	2,30	1,66	2,51	2,35	2,51	1,04	1,35	1,36	1,45	1,55	1,49
			F : B	**1,36**	**1,88**	**1,81**	**1,74**	**2,56**	**1,96**	**2,56**	**1,00**	**1,33**	**1,33**	**1,30**	**1,42**	**1,56**
			IV : I	1,2	2,5	2,5	3,0	2,9	3,5	2,9	0,9	1,2	1,2	1,1	1,1	2,5
			V : II	1,6	1,4	1,4	1,2	2,2	2,0	2,2	1,1	1,6	1,6	1,8	1,8	1,2
			VI : III	1,4	1,9	2,3	1,7	2,5	2,4	2,5	1,0	1,4	1,4	1,5	1,6	1,5
			F : B	**1,4**	**1,9**	**1,8**	**1,7**	**2,6**	**2,0**	**2,6**	**1,0**	**1,3**	**1,3**	**1,3**	**1,4**	**1,6**
O $f = {}^3/_{16}'' \times {}^1/_{8}'' = 15$ qmm	Mittel	C Gusseisen	I Weich	317	1130	240	80	360	23	4,5	14,2	10,1	4,8	4,6	116	11 000
			II Halbh.	173	1630	340	118	280	20	3,9	13,9	5,3	2,6	2,3	60	17 000
			III Hart	118	1680	350	122	190	15	2,6	13,6	3,7	1,8	1,5	42	18 000
			Mittel	**203**	**1474**	**310**	**107**	**280**	**19**	**3,76**	**13,9**	**6,37**	**3,04**	**2,8**	**72**	**15 300**
		G Stahl	IV Weich	345	2400	500	180	830	62	10,9	13,3	10,9	5,2	4,5	127	24 000
			V Halbh.	260	2500	530	175	650	45	8,7	14,4	8,1	3,9	3,7	104	23 000
			VI Hart	157	3200	680	220	510	34	6,7	14,7	5,0	2,4	2,3	64	28 000
			Mittel	**254**	**2710**	**570**	**192**	**660**	**47**	**8,75**	**14,1**	**8,0**	**3,81**	**3,5**	**98**	**28 800**
	Verhältniszahlen. Gusseisen = 1.		IV : I	1,09	2,12	2,11	2,25	2,24	2 70	2,24	0,94	1,03	1,08	0,98	1,09	2,12
			V : II	1,51	1,54	1,55	1,48	2,27	2,25	2,27	1,04	1,41	1,78	1,61	1,75	1,34
			VI : III	1,33	1,92	1,92	1,80	2,28	2,27	2,28	1,08	1,34	1,34	1,53	2,50	1,58
			G : C	**1,25**	**1,84**	**1,84**	**1,80**	**2,25**	**2,47**	**2,25**	**1,01**	**1,26**	**1,25**	**1,25**	**1,36**	**1,36**
			IV : I	1,1	2,1	2,1	2,3	2,2	2,7	2,2	0,9	1,0	1,1	1,0	1,1	2,1
			V : II	1,5	1,5	1,6	1,5	2,3	2,3	2,3	1,0	1,4	1,8	1,6	1,8	1,3
			VI : III	1,3	1,9	1,9	1,8	2,3	2,3	2,3	1,1	1,3	1,3	1,5	2,5	1,6
			G : C	**1,3**	**1,8**	**1,8**	**1,8**	**2,3**	**2,5**	**2,3**	**1,0**	**1,3**	**1,3**	**1,3**	**1,4**	**1,4**
P $f = {}^3/_{8}'' \times {}^1/_{8}'' = 30$ qmm	Mittel	D Gusseisen	I Weich	260	2000	170	69	520	18	6,8	29,3	8,2	7,7	7,5	190	10 000
			II Halbh.	127	3250	370	128	420	17	5,5	25,9	4,0	3,8	3,1	80	21 000
			III Hart	93	2530	270	94	240	9	3,3	27,6	2,9	2,4	2,6	68	12 000
			Mittel	**160**	**2600**	**260**	**97**	**390**	**15**	**5,2**	**27,6**	**5,0**	**4,6**	**4,4**	**111**	**14 500**
		H Stahl	IV Weich	250	4870	510	177	1200	46	15,8	26,2	7,9	7,6	6,5	183	24 000
			V Halbh.	192	4690	490	155	900	33	11,8	27,4	6,1	5,8	5,2	148	22 000
			VI Hart	103	6890	730	223	710	25	9,4	28,2	3,3	3,1	2,8	80	32 000
			Mittel	**182**	**5480**	**576**	**185**	**938**	**35**	**12,4**	**27,3**	**5,8**	**5,5**	**4,8**	**137**	**25 900**
	Verhältniszahlen. Gusseisen = 1.		IV : I	0,96	2,44	3,03	2,57	2,34	2 56	2,34	0,89	0,92	0,98	0,87	0,97	2,63
			V : II	1,51	1,45	1,35	1,21	2,16	1,94	2,16	1,25	1,53	1,51	1,68	1,86	1,04
			VI : III	1,11	2,72	2,66	2,36	3.01	2,78	3,01	1,02	1,13	1,32	1,08	1,18	2,58
			H : D	**1,14**	**2,21**	**2,22**	**1,85**	**2,35**	**2,33**	**2,35**	**1,00**	**1,16**	**1,18**	**1,09**	**1,23**	**1,79**
			IV : I	1,0	2,4	3,0	2,6	2,3	2,6	2,3	0,9	0,9	1,0	0,9	1,0	2,6
			V : II	1,5	1,5	1,4	1,2	2,2	1,9	2,2	1,3	1,5	1,5	1,7	1,9	1,0
			VI : III	1,1	2,7	2,7	2,4	3,0	2,8	3,0	1,0	1,1	1,3	1,1	1,2	2,6
			H : D	**1,1**	**2,2**	**2,2**	**1,9**	**2,4**	**2,3**	**2,4**	**1,0**	**1,2**	**1,2**	**1,1**	**1,2**	**1,8**



Tabelle IV.

Gegenüberstellung und Verhältnis der Mittelwerte für verschiedene Härtezustände bei dem gleichartigen Material.

51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67
Material		Gruppenzeichen aus Tab. 1	Normaler Spanquerschnitt qmm	c Schnittgeschw. mm/Sek.	Schnittdruck			Mech. Effekt			Wirkl. Spanquerschnitt qmm	Wirkliche Schnittfläche qcm/Sek.	Spanvolumen ccm/Sek.		Spangewicht gewogen kg/Std.	Mech. Arbeit mkg/Std. kg
Art	Härte-Zustand				kg	normal kg/mm	kg/qmm	mkg/Sek.	mkgsek/qmm	PS			normal	be-rech-net		
Q Gusseisen	I Weich $\gamma = 7,1 \frac{gr}{ccm}$	A	f — 2,5	547	220	160	100	140	56	1,9	2,6	8,7	1,4	1,4	34	15 000
		B	7,5	435	470	100	60	210	26	2,8	8,0	6,9	3,3	3,3	85	9 000
		C	15,0	317	1130	240	80	360	23	4,5	14,2	10,1	4,8	4,6	116	11 000
		D	30,0	260	2000	170	70	520	18	6,8	29,3	8,2	7,7	7,5	190	10 000
		Mittel	**13,75**	**390**	**955**	**167**	**78**	**306**	**31**	**4,0**	**13,5**	**8,6**	**4,3**	**4,2**	**84**	**11 300**
	II Mittelhart $\gamma = 7,2 \frac{gr}{ccm}$	A	f - 2,5	286	390	250	176	120	50	1,5	2,3	4,5	0,7	0,7	17	24 000
		B	7,5	240	840	180	125	200	29	2,2	6,8	3,7	1.8	1,6	42	17 000
		C	15,0	173	1630	340	118	280	20	3,9	13,9	5,3	2,6	2,3	60	17 000
		D	30,0	127	3250	370	128	420	17	5,5	25,9	4,0	3,8	3,1	80	21 000
		Mittel	II	**207**	**1520**	**282**	**137**	**253**	**26**	**3,3**	**11,2**	**4,4**	**2,2**	**1,9**	**50**	**19 800**
	III Hart $\gamma = 7,3 \frac{gr}{ccm}$	A	f - 2,5	190	470	300	200	90	38	1,2	2,4	3,0	0,5	0,5	12	27 000
		B	7,5	155	930	160	134	140	20	1,9	7,1	2,5	1,2	1,1	29	18 000
		C	15,0	118	1680	350	122	190	15	2,6	13,6	3,7	1,8	1,5	42	18 000
		D	30,0	93	2530	270	94	240	9	3,3	27,6	2,9	2,4	2,6	68	12 000
		Mittel	III	**139**	**1400**	**292**	**138**	**165**	**19**	**2,2**	**10,7**	**3,0**	**2,0**	**1,4**	**38**	**18 900**
		Gesamt-Mittel		**245**	**1290**	**237**	**118**	**245**	**23**	**3,2**	**11,8**	**5,2**	**2,8**	**2,5**	**57**	**16 700**
R Stahl	IV Weich $\gamma = 7,85 \frac{gr}{ccm}$	A	f = 2,5	660	660	290	200	300	130	4,0	2,3	10,5	1,7	1,4	40	27 000
		B	7,5	512	1190	250	177	6[illegible]0	90	8,1	6,7	8,0	3,8	3,5	94	20 000
		C	15,0	345	2400	500	180	830	62	10,9	13,3	10,9	5,2	4,5	127	24 000
		D	30,0	250	4870	510	177	1200	46	15,8	26,2	7,9	7,6	6,5	183	24 000
		Mittel	**13,75**	**442**	**2280**	**340**	**158**	**735**	**82**	**9,8**	**12,1**	**9,3**	**4,6**	**4,0**	**128**	**24 200**
	V Mittelhart $\gamma = 7,85 \frac{gr}{ccm}$	A	f = 2,5	534	400	210	180	220	96	2,9	2,3	8,5	1,3	1,3	36	22 000
		B	7,5	382	1150	240	155	440	60	5,8	7,4	6,1	2,9	2,8	74	20 000
		C	15,0	260	2500	530	175	650	45	8,7	14,4	8,1	3,9	3,7	104	23 000
		D	30,0	192	4690	490	155	900	33	11,8	27,4	6,1	5,8	5,2	148	22 000
		Mittel	V	**342**	**2190**	**369**	**166**	**550**	**58**	**7,3**	**12,4**	**7,2**	**3,5**	**4,3**	**98**	**21 600**
	VI Hart $\gamma = 7,85 \frac{gr}{ccm}$	A	f = 2,5	290	600	380	248	180	72	2,3	2,5	4,6	0,7	0,7	21	31 000
		B	7,5	210	1760	360	223	360	47	4,7	7,7	3,3	1,6	1,6	45	27 000
		C	15,0	157	3200	680	220	510	34	6,7	14,7	5,0	2,4	2,3	64	28 000
		D	30,0	103	6890	730	223	710	25	9,4	28,2	3,3	3,1	2,8	80	32 000
		Mittel	VI	**190**	**3110**	**535**	**228**	**438**	**45**	**5,8**	**12,7**	**4,1**	**2,0**	**1,8**	**54**	**29 500**
		Gesamt-Mittel		**325**	**2524**	**411**	**184**	**575**	**62**	**7,6**	**12,4**	**6,9**	**3,3**	**3,4**	**85**	**25 100**

betragen, und daher sich nicht unwesentlich von den vorigen Verhältniswerten unterscheiden.

In Tab. IV sind die Mittelwerte nach dem Werkstückmaterial Q = Gusseisen und R = Stahl und nach den Spanquerschnitten geordnet zusammengestollt, so dass Hauptmittelwerte für I, II und III, sowie für IV, V und VI entstehen.

Hiernach stellt sich der spezifische Schnittdruck kg/qmm, Spalte 58, für Gusseisen, hart zu weich, nach Tab. Q

$$(III : I) = (138 : 78) = (1,77 : 1),$$

während die Spanleistung kg/Std., Spalte 66, das Verhältnis

$$(III : I) = (38 : 84) = (0,45 : 1)$$

ergibt.

Den vorangeführten Ergebnissen nach wird die spezifische mechanische Arbeit auf Std./kg Spanleistung, Spalte 67, bezogen, das Verhältnis

$$(III : I) = (18\,900 : 11\,300) = (189 : 115),$$

also

$$(III : I) = (1,67 : 1)$$

geben, und während der Hauptmittelwert für Gusseisen annähernd 17 000 mkg/Std. kg beträgt, steigt derselbe bei Stahl nach Tab. R, Spalte 67, auf 25 000 mkg/Std. kg.

(Fortsetzung folgt).

Ueber Schmelzpunkte von Metallen.

(Schluss von S. 512 d. Bd.)

Hier kommen wir zu der allgemeineren Frage: *Wie gestaltet sich das Erstarren einer Lösung?* Zwei Fälle sind denkbar: entweder besteht im festen Zustande die Lösung weiter oder es trennen sich beim Erstarren beide Stoffe.

Für den zweiten Fall haben wir ein gutes Beispiel

in wässeriger Kochsalzlösung. Reines Wasser würde bei 0° gefrieren; ist Kochsalz darin aufgelöst, so scheidet sich erst unter 0° Eis aus; die zurückbleibende Lösung wird konzentrierter, ihr Gefrierpunkt sinkt weiter, während sich andauernd reines Eis ausscheidet, bis schliesslich die Lösung an Kochsalz gesättigt ist. Nun scheiden sich Eis und Kochsalz gleichzeitig aus; die Temperatur bleibst stehen, bis alles fest geworden ist, gerade als wenn ein einheitlicher Stoff erstarrte. Man bezeichnet diesen Temperaturpunkt als *eutektischen Punkt* und das ausgeschiedene innige Gemenge als *eutektisches Gemisch*. Für eine wässerige Kochsalzlözung liegt dieser Punkt bei — 22° und die Konzentration der bei dieser Temperatur gesättigten Lösung beträgt 23,69 v. H.

Diese Betrachtung lässt sich ungeändert auf eine metallische Schmelze übertragen, deren zwei Bestandteile sich beim Erstarren voneinander trennen. Tauchen wir in die Schmelze die Lötstelle unseres Pyrometers und lesen während der Abkühlung etwa von fünf zu fünf Sekunden die Temperatur ab, so beobachten wir folgendes (Fig. 8): [11]) Zunächst sinkt die Temperatur der vollkommen flüssigen Schmelze gleichmässig, Strecke *a b*; dann verlangsamt sich der Temperaturabfall, weil durch das Auskrystallisieren des einen Bestandteiles Wärme frei wird, Strecke *b c*. Hat sich soviel von diesem Stoffe ausgeschieden, dass die zurückgebliebene Schmelze an dem zweiten Bestandteil gesättigt ist, so bleibt die Temperatur stehen, Strecke *c d*, weil nun das eutektische Gemisch der beiden Stoffe erstarrt. Ist alles fest geworden, so sinkt die Temperatur weiter, Strecke *d e*. Der Knick der Zeitkurve bei *b* wird umso schwächer sein und die wagerechte Strecke *c d* umso länger, je mehr die Zusammensetzung der ursprünglichen Schmelze der des eutektischen Gemisches entspricht.

Fig. 8.

In Fig. 9 ist der Fall dargestellt, dass die beiden Bestandteile im flüssigen Zustande unbegrenzt ineinander löslich sind. Auf der Abszissenachse sind die Prozentgehalte der Legierung, die zugehörigen Temperaturen, bei denen die Erstarrung beginnt,[12]) als Ordinaten aufgetragen; so erhält man die *„Schmelzkurve"* *A B C*, in der *A* und *C* die Schmelzpunkte der reinen Bestandteile und *B* den eutektischen Punkt bedeutet. Die Wagerechte *e e* ist die „eutektische Linie"; ist die Temperatur bis zu ihr gesunken, dann ist die Schmelze vollständig erstarrt.

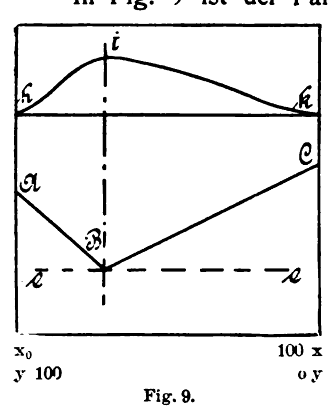


Fig. 9.

Da die wagerechte Strecke *c d* der Zeitkurve (Fig. 8) für die Zusammensetzung, die dem eutektischen Punkte *B* (Fig. 9) entspricht, am längsten ausfällt, so kann man die Abszisse von *B* auch dadurch bestimmen, dass man für verschiedene Zusammensetzungen die zugehörige Länge *c d* als Ordinate einträgt; man erhält dann die Kurve *h i k* (Fig. 9), deren höchster Punkt *i* auf der gleichen Ordinate wie *B* liegt.

[11]) s. *Tammann*, Ueber die Ermittlung der Zusammensetzung chemischer Verbindungen ohne Hilfe der Analyse, Zeitschr. f. anorg. Chemie 37, 303, 1903.

[12]) d. h. die Ausscheidung eines Bestandteiles in fester Form.

Für Kupfer und Kupferoxydul hat *Heyn* die Schmelzkurve von 0,08—9,0 v. H. Kupferoxydulgehalt bestimmt. Er schmolz 450 Gramm Kupfer (Drahtabschnitte) mit wechselnden Mengen gepulvertem Kupferoxydul gemischt in einem Graphittiegel, der mit einem Einsatz von unglasiertem Porzellan versehen war und deckte mit einem dünnen Chamottedeckel zu. Nachdem die Mischung im Gebläseofen geschmolzen war, wurde der Tiegel herausgenommen, auf eine Steinunterlage gesetzt, der Deckel abgeschlagen und das vorgewärmte Thermoelement (mit Porzellanhülle) eingetaucht. Während des Abkühlens wurde der Tiegel ein wenig umgeschwenkt, so lange die Masse noch flüssig war. Ein Bedecken mit Kohle oder geschmolzenen Salzen wurde vermieden.

Nach der Messung wurde der Oxydulgehalt der Schmelze bestimmt und zwar derart, dass dünne Späne über den ganzen Längsschnitt des Blöckchens entnommen wurden, mit Ausnahme der obersten Schicht von 10 mm Dicke, die jedenfalls aus der Luft Sauerstoff aufgenommen hatte.

Heyn beobachtete nur bei drei Schmelzen einen ausgeprägten Erstarrungspunkt, nämlich bei 0,08 v. H., 3,4 v. H. und 3,5 v. H. Kupferoxydul, während in den fünf anderen Fällen, in denen der Oxydulgehalt zu 1,16 v. H., 1,75 v. H., 4,7 v. H., 6,3 v. H. und 9,0 v. H. gefunden wurde, die Schmelze in einem Temperaturintervall allmählich erstarrte. Im ersten Falle, wo reines Kupfer ohne Oxydulzusatz eingeschmolzen wurde, lag der Haltepunkt bei 1102°, im zweiten und dritten Falle bei 1084°. Dieser Punkt 1084° spielte auch bei der Abkühlung der anderen fünf Schmelzen eine auffällige Rolle, indem die Temperatur erst mehr oder weniger tief (bis zu 8°) unter ihn sank, dann plötzlich zu ihm anstieg, längere Zeit stillstand und dann stetig fiel. Bei einem Gehalt von 1,16 v. H. Kupferoxydul war noch ein zweiter Haltepunkt zu beobachten, der bei 1095° lag.

Der Punkt 1084° ist der eutektische Punkt der Lösung von Kupferoxydul in Kupfer. Schmelzen mit weniger als etwa $3^1/_2$ v. H. Kupferoxydul scheiden beim Erkalten zunächst reines Kupfer aus, schmelzen mit höherem Oxydulgehalt dagegen zunächst reines Kupferoxydul, bis so beide Mal der Gehalt von $3^1/_2$ v. H. erreicht ist, das eutektische Gemisch, das dann bei der konstanten Temperatur 1084° als Ganzes erstarrt. Fig. 10 gibt diese Ergebnisse zeichnerisch wieder.

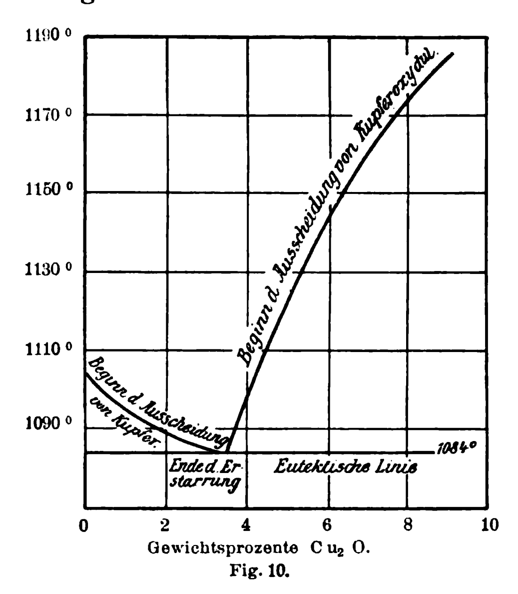


Fig. 10.

Da der von *Heyn* für fast reines Kupfer bei 1102° beobachtete Haltepunkt mit dem bei 1084° von *Holborn* für Kupfer in reduzierender Atmosphäre gefundenen Schmelzpunkt identisch sein dürfte, so ist an den Zahlen von

Heyn eine Temperaturberichtigung anzubringen. Auch der eutektische Punkt, der von *Heyn* bei 1084 ° gefunden wurde, wird wohl in Wirklichkeit mit einem von *Holborn* bei 1065 ° ermittelten Punkte zusammenfallen, nämlich mit dem Schmelzpunkt von Kupfer in oxydierender Atmosphäre. Die von *Heyn* bestimmten Temperaturen sind also durchweg um 19 ° zu verringern; dann werden die Untersuchungen von *Holborn* durch sie auf das Beste bestätigt und in trefflicher Weise ergänzt.

Legierungen. Es verlohnt, die eben geschilderten Vorgänge beim Erstarren einer aus zwei Bestandteilen bestehenden Schmelze weiter zu verfolgen und einige Worte über die Schmelzpunkte von Legierungen zu sagen. Der Fall, dass beide Bestandteile sich beim Erstarren trennen, ist im obigen genügend behandelt worden; der Linienzug *A B C* in Fig. 9 gibt das allgemeine Schema für derartige Legierungen.

Krystallisiert bei der Abkühlung der Schmelze eine bestimmte *Verbindung* zwischen den beiden Metallen aus, so tritt diese sozusagen als gleichberechtigte Komponente neben den beiden Metallen auf und der Linienzug *A B C* verdoppelt sich. Ein Beispiel bietet die Erstarrungskurve der Blei-Magnesium-Legierungen (Fig. 11): der Linienzug

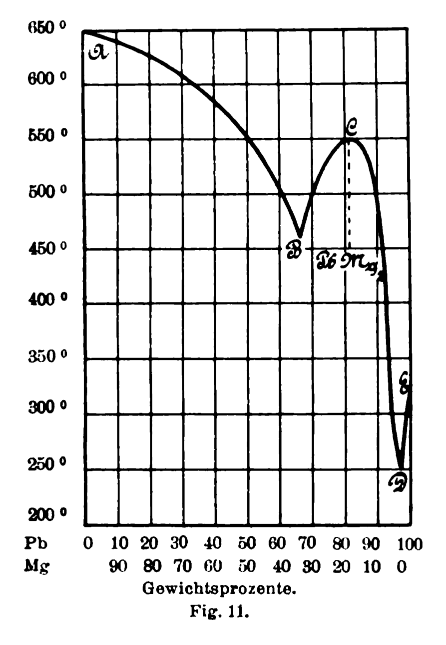


Fig. 11.

A B C D E zeigt zwei Minima bei *B* und *D* und ein Maximum bei *C*. Das Maximum entspricht dem Schmelzpunkt der reinen Verbindung, die in unserem Falle, wie sich aus der Abszisse von *C* berechnen lässt, die Formel $Pb\,Mg_2$ besitzt. *B* ist der Schmelzpunkt des eutektischen Gemisches aus Magnesium und der Verbindung $Pb\,Mg_2$, *D* der eutektische Punkt der Komponenten Blei und $Pb\,Mg_2$.

Zwei Verbindungen bestehen zwischen Zink und Antimon, nämlich $Zn_3\,Sb_2$ und $Zn\,Sb$. Die Erstarrungskurve (Fig. 12) besitzt *zwei* Maxima und *drei* Minima; das Maximum *C* ist der Schmelzpunkt von $Zn_3\,Sb_2$, das Maximum *E* der von $Zn\,Sb$; die Minima *B*, *D* und *F* sind die Schmelzpunkte der eutektischen Gemische $(Zn + Zn_3\,Sb_2,\ Zn_3\,Sb_2 + Zn\,Sb,\ Zn\,Sb + Sb)$.

In allen diesen Fällen tritt immer bei Zusatz des höher schmelzenden Metalles zu niedriger schmelzenden zunächst ein Fallen der Erstarrungstemperatur (bis zum eutektischen Punkte) ein. Tritt diese Erniedrigung nicht ein, so ist dies ein Zeichen, dass auch im *festen* Zustande eine *Lösung* vorliegt. Dies ist z. B. bei den Legierungen von Nickel mit Kobalt der Fall, deren Schmelzpunkte sich auf einer geraden Linie anordnen.

Verzögerungserscheinungen beim Erstarren, wie sie schon beim System Kupfer-Kupferoxydul erwähnt wurden, erschweren die Feststellung der Schmelzkurve; je grösser die Masse der Schmelze ist und um so langsamer die Temperatur fällt, um so eher werden sie zurückgedrängt.

Eine zweite Verwicklung ist noch unangenehmer, nämlich dass vorhandene Verbindungen erst unterhalb

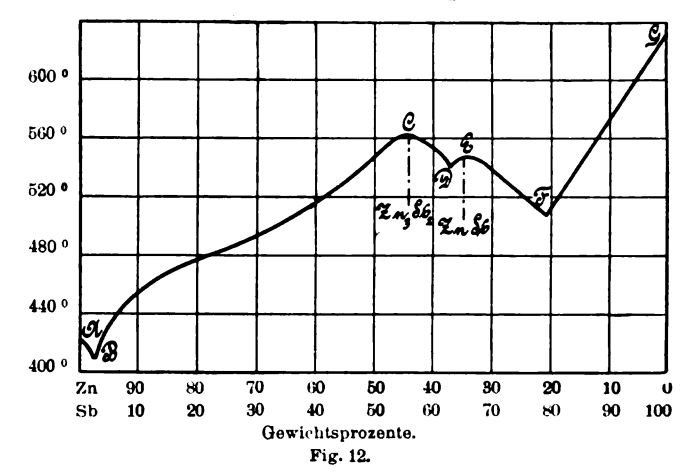


Fig. 12.

ihres Schmelzpunktes beständig sind, so dass man die Lage des ihnen auf der Schmelzkurve entsprechenden Maximums nicht unmittelbar bestimmen kann. Solche Zersetzungen treten bei den Natriumamalgamen auf.

Eine *wesentliche* Stütze und Ergänzung für die aus der Schmelzkurve für die Zusammensetzung der Legierung hergeleiteten Folgerungen bietet die mikroskopische Betrachtung der Struktur, indem man ebene Flächen an die Metallstücke anschleift, fein poliert und, wenn nötig, durch Anätzen die verschiedenen Gefügeteile dem bewaffneten

Schmelzpunkte der Metalle.

Metall	Grad	Namen	Jahr
Aluminium	657	*Holborn* und *Day*	1900
Antimon	630	„	
Baryum	850	*Guntz*	1902
Blei	327	*Holborn* und *Day*	1900
Cadmium	322	„	„
Calcium	800	*Arndt*	1904
Cäsium	27	*Setterberg*	1882
Cerium	623	*Muthmann*	1904
Chrom	1515	*Lewis*	1902
Eisen	1600	*Pictet*	1879
Gallium	30	*Lecoq de Boisbaudran*	1876
Germanium	900	*Winkler*	1886
Gold	1063	*Holborn* und *Day*	1901
Indium	176	*Winkler*	1867
Iridium	2020	*Nernst*	1903
Kalium	62	*Hagen*	1882
Kobalt	1528	*Guertler* und *Tammann*	1904
Lithium	186	*Kahlbaum*	1900
Lanthan	610	*Muthmann*	1904
Magnesium	633	*Heycock* und *Neville*	1895
Mangan	1245	*Heraeus*	1902
Natrium	98	*Schüller*	1904
Neodym	840	*Muthmann*	1904
Nickel	1484	*Holborn* und *Wien*	1895
Niobium	1950	*v. Bolton*	1905
Palladium	1535	*Holborn* und *Henning*	1905
Platin	1720	*Holborn* und *Henning*	1905
Praseodym	940	*Muthmann*	1904
Quecksilber	– 39	*Schüller*	1904
Rubidium	+ 39	*Bunsen*	1863
Silber	962	*Holborn* und *Day*	1900
Strontium	600	*Stockem*	1903
Tantal	2250	*v. Bolton*	1905
Tellur	446	*Fay*	1902
Thallium	304	*Heycock* und *Neville*	1894
Vanadium	1680	*v. Bolton*	1905
Wismut	269	*Hüttner* und *Tammann*	1904
Zink	419	*Holborn* und *Day*	1900
Zinn	241	*Tammann*	1904

Auge sichtbar macht. Auf photographischem Wege wird dann in besonders eingerichteten sinnreichen Apparaten das Bild des Schliffes in unparteiischer Weise festgehalten.

Leider kann ich in diesem Aufsatze nicht näher auf diese interessanten Verhältnisse eingehen, um deren Aufklärung sich in neuester Zeit unter anderen *Tammann* in Göttingen wesentliche Verdienste erworben hat.[13])

Zum Schlusse will ich eine Zusammenstellung der Schmelzpunkte aller Metalle geben, soweit ich darüber Angaben zu Gebote hatte. Ich habe nach Möglichkeit die neuesten und sichersten Zahlen aufgenommen und bei jeder Zahl den Namen des Beobachters und das Jahr beigefügt.

[13]) Die Figuren 8, 9, 11 und 12 sind den Arbeiten entnommen, die *Tammann* und seine Schüler in letzter Zeit in der Zeitschrift für anorganische Chemie veröffentlicht haben.

Kleinere Mitteilungen.

Neuere Hochspannungsisolatoren.

Bei einem rationell gebauten Hochspannungsisolator müsste die Durchschlagspannung derjenigen Spannung gleich sein, bei der ein Ueberschlagen der Entladung in Form von Lichtbogen oder Knallfunken auftritt. Ist diese Bedingung erfüllt, so können wir von einer vollkommenen Ausnutzung des Materials sprechen. Da jedoch die Oberflächenisolation von der Witterung abhängt und namentlich durch Feuchtigkeit, Staub usw. stark heruntergesetzt wird, so wird in der Regel die Durchschlagsfestigkeit wesentlich höher ausfallen, als die Isolationsfestigkeit gegen Oberflächenentladungen. Bei Isolationsproben, die meistens unter Traufe vorgenommen werden, schlägt ein Lichtbogen je nach der Bauart der Isolatoren bei 30 000 bis 60 000 Volt und höher über; durchschlagen wird indes ein guter Isolator bei einer Spannung unter 100 000 Volt wohl selten.

Massgebend für die Durchschlagsfestigkeit eines Isolators ist neben der Stärke und Güte des Porzellans vor allen Dingen die Beschaffenheit der Glasur. Hat diese Sprünge, so wird der Isolator namentlich bei wechselnder Temperatur (infolge des Stromüberganges) leicht durchschlagen. Da die Glasur zu der Durchschlagsfestigkeit am meisten beiträgt, „am meisten trägt", wie man zu sagen pflegt, so werden neuerdings Hochspannungsisolatoren aus einzelnen Stücken so zusammengebaut, dass sie mehrere Schichten Glasur erhalten. Dieses Verfahren ist noch insofern von Vorteil, als dicke Porzellanschichten schwer genügend homogen herzustellen sind.

Die Firma *Thomas and Sons Company* in Ohio (Vereinigte Staaten) stellt ihre Hochspannungsisolatoren aus einzelnen Teilen her, die für sich getrocknet, gebrannt und nachträglich mit einer Glasmasse zusammengekittet werden. Die bekannte Firma *Bock* schlägt bei der Herstellung ihrer vorzüglichen Hochspannungsisolatoren neuerdings ein Verfahren ein, welches in Fig. 1 schematisch dargestellt ist. Der dort angegebene Isolator besteht aus drei Teilen, deren gegenseitige Lage durch die Vorsprünge *a*, *b* gesichert wird. Der innere Teil trägt das Gewinde zur Befestigung der Isolatorstütze. Die Rille *c* dient zur Aufnahme des Liniendrahtes. Die Teile *A*, *B*, *C* werden einzeln getrocknet und gebrannt. Nachdem sie sich abgekühlt haben, werden sie in die in Fig. 1 veranschaulichte Lage gebracht; die Zwischenräume werden bis *m* mit fester Glasurmasse gefüllt. Ist dies geschehen, so wird das Ganze der intensiven Glühhitze in einem Ofen ausgesetzt. Die Glasur schmilzt und füllt die Zwischenräume *S* vollständig aus. Das Eindringen von Feuchtigkeit ist bei diesem Verfahren unmöglich.

Eine Methode, die sich von dem *Bock*-Verfahren nur wenig unterscheidet, ist in Fig. 2 und 3 veranschaulicht. Der Isolator (Fig. 2), besteht aus zwei Teilen, die bei dem Prozess der Vereinigung in die aus Fig. 3 ersichtliche Lage gebracht werden. *g* ist die Glasurmasse. Wird das Ganze der intensiven Glühhitze ausgesetzt, so schmilzt die Glasur, der Teil *A* sinkt und nimmt die Lage *A* (Fig. 3) an. Bei diesem, wie dem vorher geschilderten Verfahren können feine Luftbläschen in der Glasur zurückbleiben. Diese schaden aber nicht weiter, da die Luft, wie bekannt, ein guter Isolator ist.

Da die Isolatoren im Betriebe häufig wechselnden Temperaturen ausgesetzt sind, so erscheint es zweckmässig, die Glasur so zu wählen, dass ihr Wärmeausdehnungskoeffizient demjenigen des Porzellans gleich ist. Sind beide wesentlich voneinander verschieden, so bekommt die Glasur Sprünge, die die Durchschlagsfestigkeit des Isolators beeinträchtigen. Aus diesem Grunde ziehen manche Fabrikanten ein anderes als das vorgeschilderte Verfahren vor. Die einzelnen Isolatorteile werden innen und aussen mit Glasur versehen und mit einem Gemenge aus Glyzerin und Gips verkittet. Ein anderes Verfahren ist *Rudolf Gaertner* patentiert worden. Einen hiernach gebauten Isolator stellt die Fig. 4 dar. Dieser besteht aus zwei Teilen, die innen und aussen mit Glasur versehen und so zusammengepasst sind, dass im Körper des Isolators eine dünne Luftschicht zurückbleibt. Der Liniendraht ist von der Stütze durch vier Glasurschichten getrennt.

Die Vielteilung der Isolatoren gewährt noch den Vorteil, dass die einzelnen Teile auf ihre Durchschlagsfestigkeit besonders

Fig. 1. Fig. 4.

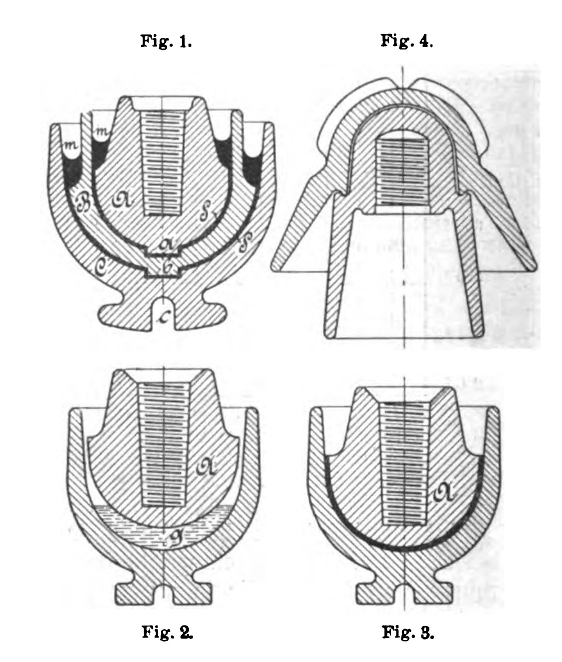


Fig. 2. Fig. 3.

geprüft werden können. Die Praxis hat gelehrt, dass man unter 40 000 Volt mit zwei Teilen vollständig auskommt, bei höheren Spannungen aber nicht mehr als drei Teile benötigt.

Die Prüfung der Hochspannungsisolatoren ist von der grössten Wichtigkeit. Als Prüfspannung nimmt man in der Regel die doppelte Betriebsspannung. Ob diese genügt, um allen Zufälligkeiten des praktischen Betriebes zu begegnen, ist zur Zeit noch nicht entschieden. An den Niagarafällen wird bei der Prüfung der Durchschlagsfestigkeit wie folgt verfahren: Der Isolator wird umgedreht und in eine mit wenig Salzwasser gefüllte Pfanne gestellt. Ferner wird Salzwasser in die zur Aufnahme der Stütze bestimmte Höhlung eingegossen. Ein Pol des Hochspannungstransformators wird jetzt in die Pfanne, der andere in die Höhlung eingetaucht. Bei genügender Spannung geht der Strom unter kräftigen Feuererscheinungen durch. Bei etwas höherer Spannung wird der Isolator durchschlagen. Die Prüfung der Oberflächenisolation wird in der Regel unter Traufe vorgenommen. *(Engineering.)*

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

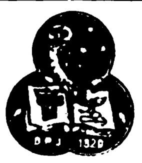


DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

86. Jahrg., Bd. 320, Heft 34. **Berlin, 26. August 1905.**

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Das Eisenbahn- und Verkehrswesen auf der Weltausstellung in St. Louis 1904.

Von Professor **M. Buhle** und Dipl.-Ing. **W. Pfitzner**, Dresden.

(Fortsetzung von S. 517 d. Bd.)

Pullman-Wagen.

Mit der grössten Anzahl von Wagen waren die bekannten *Pullman*-Werke vertreten; zwei Züge von je fünf Wagen waren zur Schau gebracht, ein „Limited Train“, der unseren Luxuszügen entsprechen würde, und ein Personenzug gewöhnlicher Zusammensetzung.

Sämtliche Wagen hatten zur Erinnerung an den Ankauf Louisianas historische Namen aus jener Zeit bekommen. (Bekanntlich erhält überhaupt jeder *Pullman*-Wagen einen Namen.) So setzten sich die beiden Züge aus folgenden Wagen zusammen: 1. Gepäck- und Rauchwagen „Jefferson“, 2. Speisewagen „Monroe“, 3. Schlafwagen „Livingston“, 4. Salonwagen „Napoleon“, 5. Aussichtswagen „Louisiana“. Der andere Zug enthielt: 1. Personenwagen „1803“, 2. Chaircar „1903“, 3. Speisewagen „Centennial“, 4. Auswanderer-Schlafwagen „Mississippi“, 5. Privatwagen „President“.

Die Bauart der *Pullman*-Wagen wird in Amerika überall als sehr kräftig und widerstandsfähig anerkannt. Vor allen Dingen ist, wie schon erwähnt, auf möglichste Verstärkung der Stirnwände gesehen, um das Ineinanderschieben der Wagen bei Zusammenstössen zu erschweren. Die unseren Pufferbohlen entsprechenden Balken sind aus Eisen hergestellt und mit reichlichen Eckversteifungen und Eisenverbindungen an den nur aus Balkenwerk bestehenden Hauptlängsträgern des Wagens angeschlossen. Bei den grossen Längen der Wagenkästen sind einfache I-Träger mit Verspannung wie bei unseren Drehgestellwagen nicht gut ausführbar; das Tragwerk besteht vielmehr stets in einer fachwerkartigen Holzkonstruktion, welche die ganze Höhe vom Boden bis zu den Fenstern einnimmt und die durch einen sehr kräftigen Unterzug aus Rundeisen unter dem Wagen verspannt wird. Diese Spannvorrichtung, die in Fig. 91 und 92 ebenfalls zu erkennen ist, wird so kräftig angezogen, dass sich der Wagenkasten meist um mehrere Zentimeter nach oben durchbiegt, so dass es scheint, als ob die Wagen als flache Bogenträger ausgeführt wären. Die Fenster können bei dieser Konstruktion natürlich nicht nach unten heruntergelassen werden; sie lassen sich nur zu einem kleinen Teil öffnen, indem die untere Hälfte nach oben vor die feste obere Hälfte geschoben wird.

Die Querträger mit den Drehzapfen für die Drehgestelle, früher ebenfalls aus Holzwerk mit Eisenversteifung bestehend, werden neuerdings bei den *Pullman*-Wagen durch schwere Stahlgussplatten ersetzt, so dass das Untergestell seitlich sehr an Steifigkeit gewinnt. Die Ausführung der Drehgestelle wie die der Räder, der Bremsen usw. weist gegen früher nichts Neues auf.

Die Fussböden der *Pullman*-Wagen werden ausser dem Holzbelag noch mit einer etwa 12 mm dicken Schicht aus Monolith bedeckt, einer zementartigen Masse, die eine glatte, harte und leicht zu reinigende Oberfläche gibt. In den Salons usw. sind darüber stets noch Teppiche gelegt; die Fussböden der Toiletten, Seitengänge usw. haben meist einen etwa 8 mm dicken Belag aus gemustertem Gummi. Die Wände von Wasch- und Baderäumen sind oft (wie auch neuerdings bei uns) mit Kacheln belegt.

Warmes und kaltes Wasser wird allen Wascheinrichtungen durch Luftdruck von Behältern unter den Wagen zugeführt; die Heizung ist bei allen Wagen als selbständige Warmwasserheizung ausgebildet. Die Beleuchtung geschieht durch Elektrizität und Gas *(Pintsch)*.

Der Anstrich aller *Pullman*-Wagen ist dunkel olivgrün, mit einfachen gelblichen Streifen abgesetzt.

Ueber die innere Einrichtung der ausgestellten gewöhnlichen Personenwagen „1803“ und „1903“ ist nichts Besonderes zu bemerken, sie entsprechen in ihrem Inneren dem der oben genannten Wagen der *American Car and Foundry Co.* Der Auswanderer-Schlafwagen, *„Tourist sleeper“*, auch „Schlafwagen zweiter Klasse“ genannt, entspricht hinsichtlich der Einrichtung und Anordnung der Betten der normalen amerikanischen Ausführung, d. h. alle Betten, je zwei übereinander, sind in zwei Längsreihen im Wagen angeordnet, unmittelbar an dem in der Mitte des Wagens frei bleibenden Mittelgang, gegen den sie nur durch Vorhänge abgeschlossen sind. Auf diese Weise lassen sich in einem derartigen Wagen 32 sehr bequeme, etwa 1 m breite Betten unterbringen. Tagsüber sind die oberen Betten nach oben geklappt, indem sie gleichzeitig als Behälter für die Kissen, Decken, Zwischenwände und Vorhänge dienen. Das untere Bett wird aus zwei gegenüber liegenden Sitzen hergestellt, die ebenso aufgestellt sind wie die Bänke in Fig. 92. Diese bekannte Einrichtung ist bei den Schlafwagen zweiter Klasse in einfacherer Ausstattung durchgeführt. Die Sitze der Bänke sind nur mit Rohrgeflecht überzogen; das Holzwerk ist glatt und ohne die üblichen Verzierungen gehalten. Ebenso sind die Waschräume an beiden Enden des Wagens einfach, aber doch reichlich; der Warmwasserheizofen im Waschraum für Frauen ist mit Vorrichtungen zum Wärmen von Speisen versehen; ferner befindet sich dort eine Aufwascheinrichtung, in der die Auswanderer ihr mitgebrachtes Geschirr reinigen können. Die Einführung die-

ser Wagen, die ebenso bequem und geräumig und bei grosser Hitze vielleicht noch angenehmer sind als die heissen und dumpfen Schlafwagen erster Klasse, wird überall sehr anerkannt; die Wagen sind auch meist gut besetzt, da der Fahrpreiszuschlag gering ist. Die Wagen verkehren auf den langen Linien von Chicago, St. Louis usw. nach dem Westen.

Die übrigen Wagen der *Pullman*-Ausstellung waren sämtlich Luxuswagen. In bezug auf Ausstattung und Eleganz können sie als Muster angesehen werden; die Durchbildung und Anordnung der Einrichtung erzielte eher den Eindruck von kleinen Gesellschafts- und Restaurationsräumen, als den des engen und gedrückten Eisenbahnwagens. Grosser Wert war auf einheitliche Ausstattung der einzelnen Wagen gelegt; jeder war in einem bestimmten Stil gehalten, so dass die *Pullman*-Ausstellung fast einer Ausstellung moderner Zimmereinrichtungen glich. Das grösste Interesse bot natürlich der „Limited train", da Züge dieser Art dem grossen Publikum, nicht nur wie die Privatwagen, einzelnen Leuten zugänglich sind. Allerdings wird für diese Züge ein besonderer Zuschlag erhoben.

Der erste Wagen dieses Zuges, der Gepäck- und Rauchwagen „Jefferson" enthält ausser dem Gepäckraum ein Rauchzimmer mit zwölf Einzelsesseln und einem Sopha in Lederausstattung; daneben liegt ein Buffet, dann ein Barbierzimmer mit anschliessendem Baderaum und ein Warteraum für zehn Personen. Ausgeführt ist eine Anlehnung an den modernen deutschen Stil; alles Holzwerk ist in dunkelbrauner Färbung gehalten, mit flach geschnitzten einfachen Verzierungen. Die Farbe der Decken ist mattoliv, ebenso wie die der Vorhänge und Polsterung. Alle Beleuchtungskörper sind dem Stil genau angepasst, sie sind an den Seitenwänden des Wagens angebracht; die üblichen Deckenlampen sind vollständig vermieden.

Der Speisewagen „Monroe" ist in flämischem Stil gehalten. Die braun gebeizte Eichenholztäfelung zieht sich bis zu den Decken hinauf in den Oberlichtaufbau, der hier rechteckig gehalten ist und infolge seiner grossen Breite den ganzen Raum scheinbar sehr vergrössert. Die freien Deckenfelder sind dunkelorange gefärbt. Die breiten, oben halbelliptisch begrenzten Fenster sind etwas höher als gewöhnlich gesetzt, so dass zwischen ihrer Unterkante und der anstehenden Tischfläche ein Streifen bleibt, der zu einer nischenartigen Ausbildung der Wagenwand benutzt worden ist, wo kleinere Flaschen, Gläser usw. Platz finden können. Die Tische selbst, nach dem Mittelgang zu etwas abgerundet, sind sämtlich nur für je zwei Reisende berechnet. Auch hier sind die Beleuchtungskörper besonders ausgebildet; ausser einer Reihe von flachen Deckenlampen sind an den Seitenwänden zwischen den Fenstern Laternen angebracht, und über jedem Tisch befindet sich eine Glühlampe an einem aus der Wand heraustretenden Kandelaber. Alle metallischen Teile sind in mattschwarz ausgeführt.

Die Einrichtung des Schlafwagens „Livingston" ist konstruktiv dieselbe wie in dem oben beschriebenen Schlafwagen; in dem Hauptraum befinden sich zwölf Abteile (sections) mit je zwei übereinander liegenden Betten; ausserdem sind noch zwei abgeschlossene kleinere Räume vorhanden, ein „Drawing room" mit vier Betten und ein „State room" mit zwei Betten, die gegen einen besonderen und zwar verhältnismässig hohen Zuschlag zugänglich sind. Die Wände des Wagens sind mit eingelegter Holzarbeit bedeckt, die Decken im Grundton mattgrün, die Verzierungen elfenbeinweiss. Auch die Waschräume und Toiletten sind ausserordentlich luxuriös ausgestattet. Die elektrische Beleuchtung ist reichlich; ausser den grossen Beleuchtungskörpern im Mittelgang an der Decke ist über jeder Bank in der Fensterecke eine Leselampe angebracht, die namentlich beim Schlafengehen recht angenehm ist, da sie das bei geschlossenen Vorhängen sonst recht dunkle Abteil erhellt. Diese Lampen sind in die Wagenwand eingelassen und mit Verschlussschieber versehen, so dass keine hervorspringenden Teile vorhanden sind und die Lampe selbst gut geschützt ist. Beim Oeffnen des Schiebers wird die Lampe selbsttätig eingeschaltet.

Der Salonwagen (Parlor car) „Napoleon" fiel vor allem durch seine reichliche Beleuchtung auf, die in grossen, besonders entworfenen Beleuchtungskörpern im Lichtaufbau und in zwei Reihen ähnlich geformter kleinerer Lampen an den Hauptlängsträgern der Decke besteht. Im Hauptraum befinden sich wie üblich zwei Reihen von Drehsesseln; ausserdem ist ein kleinerer abgeschlossener Salon vorhanden. Die Toiletteräume sind mit Kacheln belegt.

In dem Aussichtswagen „Louisiana" befinden sich ausser dem an die hintere Plattform grenzenden Salon eine Reihe Abteile, wie in den europäischen Schlafwagen, mit der gewöhnlichen Schlafeinrichtung und anstossenden Toiletteräumen (observation-compartment car). Auf die Ausstattung dieser Abteile ist, da sie die vornehmsten des ganzen Zuges darstellen, ganz besonderer Wert gelegt. Jedes ist in einem besonderen Farbenton gehalten; es ist nur kostbarstes Holz zur Täfelung verwendet; jede Platte ist besonders nach Maserung und Färbung ausgesucht. Die Beleuchtung geschieht durch Wandarme über den Eingangstüren. Der Aussichtssalon ist ebenfalls mit kostbarer Holzverkleidung ausgestattet, unter der flach ausgebildeten Decke ist reiches Schnitzwerk angebracht. Die Beleuchtungskörper treten als blumenähnliche Gebilde aus der Wand heraus. Die 3 m breite und 1,80 m lange Aussichtsplattform ist zum Teil in den Wagen hineingebaut (vergl. auch Fig. 95); an den freien Seiten ist sie mit einem verzierten Geländer aus Messing umgeben. An das innere Ende des Salons schliesst sich ein Raum an, in dem Schreibtisch, Bibliothek und eine Schreibmaschine aufgestellt ist, die mit Bedienung den Reisenden unentgeltlich zur Verfügung steht.

Der Speisewagen des zweiten *Pullman*-Zuges „Centennial", (Café smoking car), entspricht fast genau den bei uns üblichen Speisewagen; er enthält neben der Küche und dem Anrichteraum zunächst einen Speiseraum, und daneben eine Rauchabteilung (in Lederausstattung), in der sich auch ein Schreibtisch befindet. Die Ausbildung der glatt gehaltenen Wände, wie die Form des Oberlichtaufbaues, ebenso die ungewöhnlich breiten Flächen zwischen den Fenstern geben dem Innern des Speiseraumes vollständig das Aussehen eines modernen, anheimelnden kleinen Speisezimmers.

Der Privatwagen „President" enthält drei kleine Zimmer mit Schlafeinrichtung, Kleiderschrank und anschliessendem Toiletteraum, einen grösseren Speiseraum und einen Salon, der auf die als Aussichtsraum ausgebildete hintere Plattform des Wagens führt. An Nebenräumen sind vorhanden: Baderaum, Küche, Anrichteraum und Dienerraum mit Schlafeinrichtung. Die Ausstattung der Luxusräume im Stil Louis XIV. ist natürlich hervorragend prächtig und kostbar.

Ein Privatwagen sei noch besonders vorgeführt, der von der Firma

F. M. Hicks & Co., Chicago Ill,

ausgestellt war. Von diesem Wagen ist in Fig. 95 ein Grundriss wiedergegeben, aus dem die Verteilung der einzelnen Räume zu ersehen ist, die ungefähr der des oben genannten *Pullman*-Privatwagens entspricht. Die Privaträume liegen inmitten des Wagens zu beiden Seiten eines Bade- und Toilettenraumes. Der eine (links) enthält ein nach Art der *Pullman*-Konstruktion ausgeführtes

oberes und unteres Bett; in dem grösseren (rechts) ist eine grössere normale Bettstelle aufgestellt, ausserdem befinden sich in beiden Kleiderschränke. Am vorderen Ende des Wagens sind alle Nebenräume untergebracht: eine Küche, ein kleiner Schlafraum mit Doppelbett und ein Toiletteraum; ebenso befindet sich vorn der Warmwasserofen und in dem geschlossenen Vestibule der Eisschrank. Zwischen diesen beiden Gruppen von kleineren Räumen befindet sich der Speiseraum, mit ausziehbarem Tisch, grossem Sopha und einigen Schränken, und am hinteren Ende des Wagens liegt der Salon, der mit der Platform den Aussichtsraum bildet. Die Platform ist in den Wagen hinein erweitert und mit dem üblichen Messinggeländer umgeben; in dem Dach ist eine grosse halbkugelige Kuppel für die Beleuchtungskörper eingebaut. Der Salon ist gegen die Platform durch besonders grosse Fenster abgeschlossen (Fig. 96). Die Ausstattung der einzelnen Räume ist ebenso wie bei den *Pullman*-Wagen sehr luxuriös (siehe auch Fig. 97); die Beleuchtung geschieht ebenfalls durch Elektrizität, im Bedarfsfalle durch *Pintsch*-Gas. Der Wagen läuft auf zwei dreiachsigen Drehgestellen; seine äussere Erscheinung ist die gleiche wie bei den *Pullman*-Wagen. Er ist als Direktionswagen für den eigenen Gebrauch einer Bahn bestimmt.

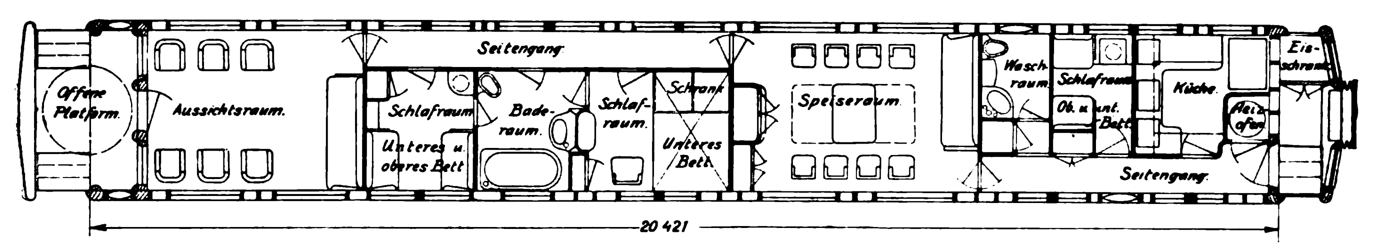


Fig. 95. Grundriss des „Private car" von Hicks.

Fig. 96. Aussichtsraum im „Private car" von Hicks.

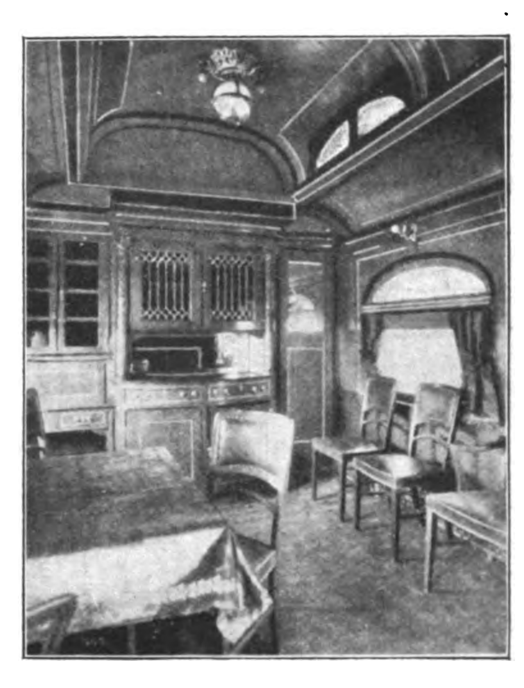


Fig. 97. Speiseraum im „Private car" von Hicks.

Personenwagen mit Seiteneingang der Wabash R. R.

Abweichend von dem bisher ausschliesslich gebrauchten System der Durchgangswagen hat man neuerdings auf Vorortstrecken Wagen mit seitlichen Türen eingeführt, ähnlich den in Europa gebräuchlichen, die ein schnelleres Ein- und Aussteigen gestatten als die lediglich mit Türen an den Stirnwänden ausgerüsteten Wagen. Der „Shuttle train service" der *Wabash Railroad*, der, wie schon auf S. 242 d. B. erwähnt, den Stadtverkehr von dem Hauptbahnhof in St. Louis nach der Ausstellung vermittelte, geschah durch mit seitlichen Eingängen versehene Wagen, die von der Bahngesellschaft besonders für diesen Zweck erbaut waren. Sie sind in den Werken der *American Car & Foundry Co.* zu Detroit erbaut worden, und zwar als normale Güterwagen, die nur für die Zeit der Ausstellung als Personenwagen hergerichtet waren. Aeusserlich hatten sie daher das plumpe Aussehen der grossen Güterwagen; bei einer Länge von etwa 15 m wiesen sie einen Querschnitt von 2,6 × 2,6 m auf; an jeder Seite waren nur zwölf kleine Fenster (45 × 54 cm), sowie vier Türen angebracht, die als Schiebetüren mit einer gemeinsamen Oeffnungseinrichtung ausgebildet waren, ähnlich der weiter unten beschriebenen der Chicagoer Vorortwagen. Die Sitze im Innern boten Platz für 92 Personen. Es waren Bänke von verschiedener Länge in der Querrichtung des Wagens aufgestellt, ausserdem waren Handriemen zum Festhalten für Stehende reichlich vorgesehen. Die Beleuchtung geschah durch einfache Oellampen. [47])

Vorortwagen der Illinois Central R. R.

Diese Bahn hat seit 1903 auf ihren stark benutzten Vorortstrecken um Chicago eine neue Wagenart eingeführt, die sie auf der Weltausstellung zur Vorführung brachte, einen Personenwagen mit seitlichen Eingängen, jedoch ohne innere Abteile. Der Wagen hat, wie Fig. 98 zeigt,

[47]) Weiteres über die Wagen siehe Railroad Gazette, 1904, S. 365.

seitlich 12 Türen, ferner an den Enden die gewöhnlichen Eingänge und Uebergangseinrichtungen zur Verbindung mit den Nachbarwagen. Durch diese Zerteilung der Seitenwände ist die übliche Tragkonstruktion natürlich nicht mehr möglich. Es ist deshalb der Unterrahmen als alleiniger Träger ausgebildet worden; er besteht aus einer Profileisenkonstruktion, die durch vier Spannvorrichtungen

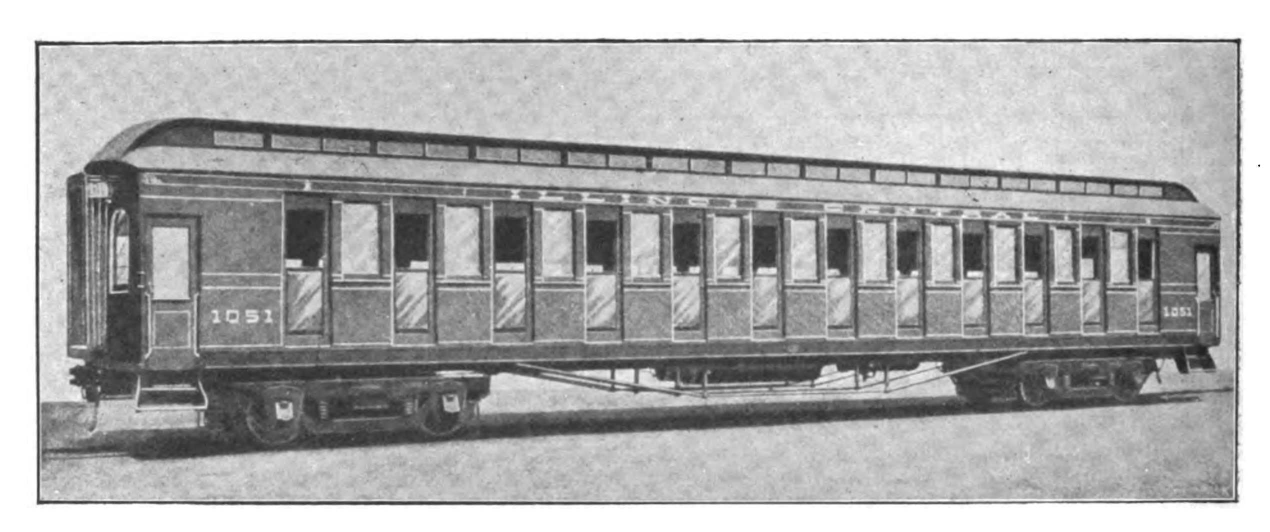


Fig. 98. Vorortwagen der Illinois Central R. R.

versteift wird. Die durchaus metallische Ausführung gibt dem Ganzen natürlich eine grosse (in Amerika sonst vielfach nicht bekannte) Festigkeit und nebenbei auch Feuersicherheit. Auch der Wagenkasten selbst ist auf ein Eisengerippe aufgebaut, das, wie Fig. 99 zeigt, an den Wagenenden durch Diagonalen und grosse Eckbleche versteift ist. Die langen Seitenwände sind der Schiebetüren

Fig. 99.

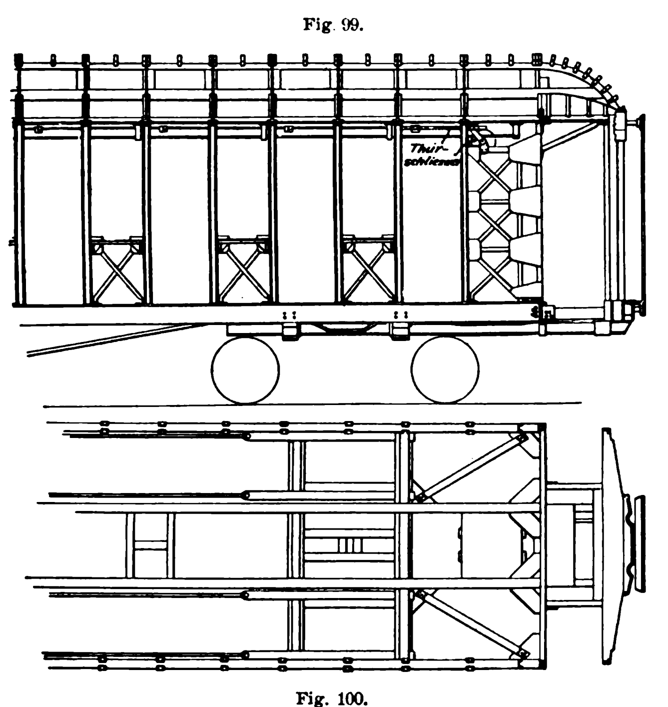


Fig. 100.

Fig. 99 und 100. Eisenkonstruktion des Wagens Fig. 98.

wegen doppelt ausgeführt (Fig. 100). Die Wandfüllungen bestehen aus hartem Holz, das ohne Schrauben in den U-Eisen nur durch geringes Ueberkanten des etwas geschlitzten Flansches festgehalten wird. Als Fussboden ist über dem Unterrahmen zunächst ein Eisenblechbelag, dann eine 6 mm dicke Asbestschicht und schliesslich eine 18 mm starke parkettähnliche Holzbelegung ausgeführt. Drehgestelle und Kupplungseinrichtungen sind die gewöhnlichen. Das Gewicht dieser neuen Wagen ist nach den Angaben der Bahn um 3—4 t geringer als bei gleich grossen Wagen in Holzkonstruktion, es beträgt 38,4 t.

Die Verwendung von Schiebetüren an Stelle der in Europa üblichen Schwingtüren erfolgte aus mehreren Gründen. Einmal war es die grössere Gefahrlosigkeit für die Reisenden, dann aber vor allem die Möglichkeit, alle Türen einer Wagenseite gemeinsam öffnen und schliessen zu können, wodurch eine grössere Geschwindigkeit in der Abfertigung der Züge zweifellos erzielt wird. In allen Vorortwagen in Amerika ist je ein Schaffner aufgestellt, der nur das Ein- und Aussteigen der Reisenden zu regeln und für die Schliessung der Türen zu sorgen hat. Bei gewöhnlichen Durchgangswagen steht er auf der Platform und bedient die beiden hier vorgesehenen Eingangstüren; in den neuen Wagen der *Illinois Central R. R.* öffnet und schliesst er sämtliche Türen von dem einen Wagenende aus mit einer Druckluftvorrichtung oder (wenn kein Luftdruck vorhanden ist) mit Handrad und Spindel. Die Einrichtung ist so getroffen, dass während der Fahrt alle Türen verriegelt sind. Nach dem Halten des Zuges gibt der Schaffner die Verriegelung an der Seite des Bahnsteiges frei, und die Reisenden können jede Tür einzeln nach Bedarf öffnen. Das Schliessen aller offenen Türen geschieht gemeinsam, erst schnell, gegen Ende der Bewegung langsamer, um Einklemmungen zu vermeiden. Ein elektrischer Wecker ist angebracht, der beim Schliessen solange ertönt, bis alle Türen wirklich geschlossen sind. Konstruktiv ist dieser Vorgang sehr einfach verwirklicht. Die Schiebetüren laufen oben in Rollen; über ihnen liegt in der ganzen Länge des Wagens eine Zugstange mit Mitnehmernasen, die gegen passende Anschläge an den Türen stossen und sie in einer Richtung mitnehmen. Die durchgehende Stange verriegelt also die Türen, indem sie sie in der geschlossenen Stellung festhält. Die Türen werden freigegeben, indem die Stange zurückgeschoben wird, wobei jedoch die Türen zunächst geschlossen bleiben. Die Bewegung der Zugstange geschieht unmittelbar durch den erwähnten Pressluftzylinder (Bremsluft).

Diese Anordnung hat vor der versuchsweise auch ausgeführten mit zwangläufiger Oeffnung aller Türen den Vorzug, dass nicht unnötig grosse Oeffnungen im Wagen während der Dauer des Aufenthaltes entstehen, was namentlich im Winter sehr angenehm ist. Die Dichtung gegen Zugluft in den Gleitfugen der Türen geschieht an der vorderen Kante durch eine keilartige Ausbildung der Kanten, hinten durch eine eingelegte dünne Tuchbekleidung, die zugleich das Klappern verhindert.

Die Aufstellung der Sitzbänke ist vollständig abwei-

chend von der bei uns bekannten Art. Es ist eine Reihe von viersitzigen Doppelbänken quer in den Wagen gestellt, die an beiden Seiten des Wagens einen Längsgang frei lassen. Diese Anordnung besitzt den grossen Vorteil,

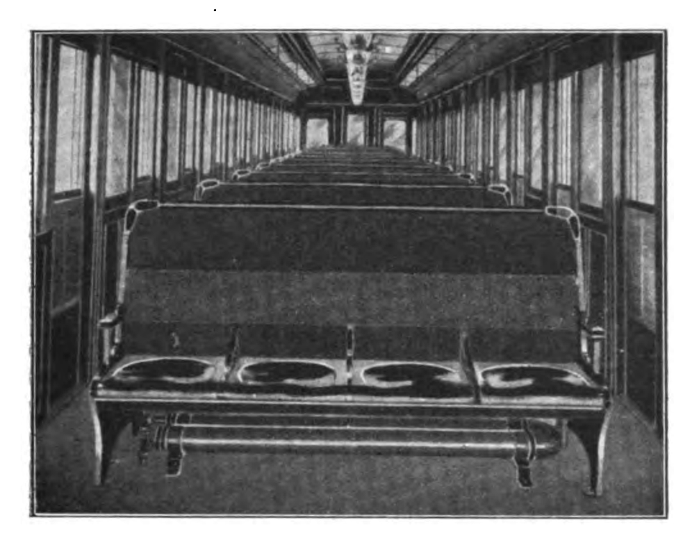


Fig. 101. Anordnung der Sitze im Wagen Fig. 98.

dass die Verteilung der Reisenden in kürzester Zeit vor sich gehen kann und dass die einmal sitzenden Personen kaum gestört werden. Das Fehlen jeder hohen Zwischenwand erleichtert die Uebersicht über den Wagen und das Aufsuchen leerer Plätze. Die Bänke selbst (Fig. 101) sind nicht gepolstert, sondern in glattem Mahagoniholz ausgeführt; die einzelnen Sitze sind durch niedrige Armlehnen abgetrennt, so dass nie, wie vielfach bei uns, ein Zweifel über die zulässige Personenzahl auf einer Bank entstehen kann. An den Ecken der Rückenlehnen sind je zwei griffartige Aussparungen angebracht, an denen sich stehende Reisende festhalten können. Im ganzen sind in jedem Wagen 100 Sitzplätze vorhanden; in den Gängen können sich ausserdem nach Angabe der Bahn 200 Reisende aufstellen, so dass das Fassungsvermögen eines Wagens 300 Personen betragen würde.

Als Beleuchtung ist eine Reihe grosser *Pintsch*gaslampen mitten über den Banklehnen angebracht, die an diesen Stellen 50 cm tiefer als sonst üblich angebracht werden konnten, da sie ja hier den Köpfen der Reisenden nicht im Wege sind. Diese Beleuchtung ist für alle auf den Bänken Sitzenden natürlich die denkbar günstigste.

Die Heizung ist als Dampfheizung nach dem System der *Safety Car Heating & Lighting Co.* (deutsches System) ausgeführt, die Heizrohre liegen unter den Sitzbänken (Fig. 101).

Es muss anerkannt werden, dass diese Wagenform den Anforderungen eines starken Vorortverkehrs in weitem Masse entspricht; sie erfreut sich beim Publikum einer grossen Beliebtheit.

(Fortsetzung folgt.)

Kinetik und Kinetostatik des Schubkurbelgetriebes.

Von Dr. ing. **Hermann Meuth,** Karlsruhe.

(Fortsetzung von S. 519 d. Bd.)

Ausgleich der von den bewegten Massen herrührenden Reaktionen.

Die vom Kolbendruck herrührenden Reaktionen finden ihren Ausgleich durch Vermittlung des Maschinenrahmens in den gleich grossen Drucken auf die Zylinderdeckel. Die sogen. freien Massenkräfte dagegen suchen die Maschine auf ihrem Fundament zu verschieben und zu verdrehen. Bei grossen Geschwindigkeiten wird es notwendig, dieses durch Ausgleich der Massenkräfte zu verhindern. Vollkommen würde ein Ausgleich der die Ortsveränderung der Maschine verursachenden Kräfte und Momente nur durch die Anordnung von Massen möglich sein, welche eine entgegengesetzte und nach demselben Gesetze veränderliche Bewegung haben, wie die Massen des Getriebes, so dass der Schwerpunkt der ganzen bewegten Masse seine Lage nicht ändert. Man begnügt sich indessen für den Ausgleich mit der Anbringung rein rotierender Massen im Kurbelkreis, wenn auch, wie bei einer liegenden Maschine, die Horizontalkomponente der Bewegung einer solchen Masse nicht genau der Bewegung des Getriebes entspricht und durch die Vertikalkomponente neue Massenkräfte erzeugt werden, welche aber den senkrechten Lagerdruck in einer nicht schädlichen Weise beeinflussen. Letzteres gilt auch bei stehenden Maschinen für die freien Massenkräfte in Richtung der Kolbenbewegung; würde man hier Ausgleichsmassen anwenden, so würden die viel gefährlicheren horizontalen Kräfte entstehen. Man könnte damit zwar gleichzeitig einen für die Gleichförmigkeit des Ganges nützlichen Gewichtsausgleich der Getriebeteile erzielen, was aber besser durch Verschiedenheit der Füllung auf der Kurbel- und Deckelseite erreicht wird. — Von dem Ausgleich der Massenkräfte bei Mehrkurbelmaschinen ist bei der Besprechung des Ausgleichs der Gesamtreaktionen später die Rede.

b) Reaktion der Kreuzkopfführung.

In der Kreuzkopfführung tritt eine Reaktion nur in einer Richtung senkrecht zur Kolbenbewegung auf, da in der Kolbenstangenrichtung keine Stützung stattfindet. Der Druck auf die Gleitbahn wird, abgesehen von den Gewichten, durch die Lenkstange in ihrer Schräglage erzeugt. Fasst die Lenkstange den Kreuzkopf nicht in

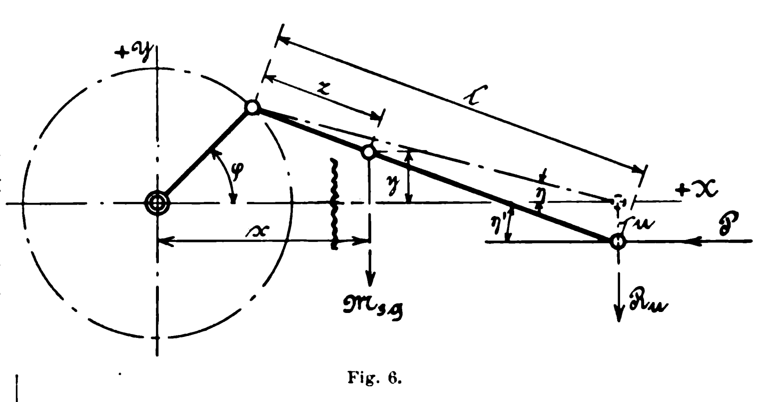


Fig. 6.

dessen Mittelpunkt, so tritt noch eine Verdrehung der Führung ein, von welcher aber im folgenden abgesehen werde.

Zur Bestimmung der Reaktion wird eine Trennung des Fundamentrahmens durch den in Fig. 6 angedeuteten Schnitt angenommen, so dass sich die Führung gegenüber dem festen Kurbellager um einen Betrag u senken kann. Die lebendige Kraft des so in seiner Bewegung erweiterten Getriebes ist

$$L = \frac{1}{2}\dot{\varphi}^2 [(M_1 + M_2 + M_3) r^2] + \frac{l^2}{2}\dot{\eta}'^2 (M_2 + b\, M_3)$$
$$- l\, r\, \dot{\varphi}\, \dot{\eta}' \cos(\varphi + \eta') (M_2 + a\, M_3),$$

da die Koordinaten eines Schubstangenpunktes in bezug auf $X\,Y$

$$x = r \cos\varphi + z \cos\eta' \text{ und } y = r \sin\varphi - z \sin\eta'$$

sind.

Die Konnexbedingung des erweiterten Getriebes lautet

$$r \sin\varphi = l \sin\eta' - u$$

und daraus folgt

$$\dot{\eta}' = \lambda \cos\varphi\, \dot{\varphi} + \frac{\dot{u}}{l} \text{ und } \cos(\varphi + \eta') = \cos\varphi - \lambda \sin^2\varphi - \frac{u}{l}\sin\varphi$$

wenn, wie früher die Annäherung $\cos\eta = 1 \sim \cos\eta'$ eingeführt wird.

Hiermit wird

$$L = \frac{1}{2}\dot{\varphi}^2 (M_1 + M_2 + M_3) r^2 + \frac{M_2 + b\, M_3}{2} (r^2 \cos^2\varphi\, \dot{\varphi}^2 + 2\, r\, \dot{\varphi}\, \dot{u} \cos\varphi + \dot{u}^2)$$
$$- (M_2 + a\, M_3)\, l \,.\, r\, \dot{\varphi} \left(\lambda \cos\varphi\, \dot{\varphi} + \frac{\dot{u}}{l}\right) \left(\cos\varphi - \lambda \sin^2\varphi - \frac{u}{l}\sin\varphi\right) \quad \ldots\ldots \quad 2b)$$

Die Ausführung der Differentiation nach u ergibt die Bewegungsgleichung für den Kreuzkopf; für $u = o$ erhält man daraus die Grösse der Reaktion

$$R_u = r\,\ddot{\varphi}\left[\frac{M_2 + a\, M_3}{2}\lambda - (a - b) M_3 \cos\varphi - \left(\frac{M_2 + a\, M_3}{2}\right)\lambda \cos 2\varphi\right] + r\,\dot{\varphi}^2 \left[(a - b) M_3 \sin\varphi + (M_2 + a\, M_3)\frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi\right] - Q_u.$$

Die Summe der äusseren Kräfte Q_u erhält man wieder unter Anwendung des Prinzips der virtuellen Arbeiten:

$$\Sigma K_1\, \delta x + \Sigma K_2\, \delta y = Q_u \,.\, \delta u.$$

Führen wir wieder wie auf S. 503 einen Neigungswinkel der Gleitbahn gegen die Horizontale $= \gamma$ ein, so gilt für den Kreuzkopfzapfen:

$$x = r \cos(\varphi + \gamma) + l \cos(\eta' - \gamma)$$

und

$$y = r \sin(\varphi + \gamma) - l \sin(\eta' - \gamma)$$

daraus $\delta x = -\operatorname{tg}\eta\, \delta u$, wenn $\operatorname{tg}\eta' = \operatorname{tg}\eta$ gesetzt wird.

Die einzige Horizontalkraft in der X-Richtung ist der Kolbendruck $- P = K_1$; senkrecht $K_2 = - M_2\, g$[38]) mit $\delta y = (-\cos\gamma - \sin\gamma \operatorname{tg}\eta)\, \delta u$ für die Lenkstange: im Schwerpunkt derselben greift die Schwerkraft $- M_3\, g = K_2$ an, $K_1 = o$.

Hierfür ist

$$\delta y = \left(-\frac{z'_0}{l}\cos\gamma - \frac{z'_0}{l}\sin\gamma \operatorname{tg}\eta\right)\delta u$$
$$= - a (\cos\gamma + \sin\gamma \operatorname{tg}\eta)\, \delta u.$$

Sonach ist

$$Q = P \operatorname{tg}\eta + M_2\, g (\cos\gamma + \sin\gamma \operatorname{tg}\eta) + M_3\, g\, a (\cos\gamma + \sin\gamma \operatorname{tg}\eta)$$

für liegende Maschinen $\gamma = 0^0$

$$Q_l = P \operatorname{tg}\eta + M_2\, g + M_3\, g \,.\, a,$$

für stehende Maschinen $\gamma = 90^0$

$$Q_{st} = P \operatorname{tg}\eta + M_2\, g \operatorname{tg}\eta + M_3\, g\, a \operatorname{tg}\eta = (P + M_2\, g + M_3\, g\, a) \operatorname{tg}\eta$$

Dieses Resultat hätte man in dem vorliegenden einfachen Falle auch direkt anschreiben können. Die Anwendung des Prinzips der virtuellen Arbeiten gibt aber, besonders bei komplizierterer geometrischer Konfiguration des Getriebes, eine sichere Prüfung für die Richtigkeit der Vorzeichen.

Die aus der Bewegung entstehenden Kräfte, welche zur Reaktion R_u einen Beitrag liefern, rühren her von den Trägheitskräften der Lenkstange senkrecht zu ihrer Achse, dann auch von den Trägheitskräften der Lenkstange und der Masse M_2 in Richtung der Kolbenbewegung, welche infolge der Schräglage der Stange eine Komponente senkrecht zur Gleitbahn liefern.

Das im Vorstehenden angewandte Verfahren ermöglichte die *getrennte* Ermittlung der Einzelreaktionen im Kurbellager und im Kreuzkopf. Die Horizontalreaktion im Kurbellager hätte auch leicht unter Anwendung des *d'Alembert*schen Prinzips angegeben werden können; sie setzt sich aus dem Kolbendruck und dem horizontalen Beschleunigungsdruck des Gestänges zusammen. Dagegen lässt sich die Vertikalreaktion im Kurbellager und im Kreuzkopf, wohl in ihrer Summe, aber nicht in den Einzelwerten auf diese Weise ermitteln, sie ist gleich der Vertikalkomponente des Kolbendruckes aus der senkrechten Beschleunigungskraft des Gestänges. Die Vertikalkomponente des Kolbendruckes hat am Kurbellager und am Kreuzkopf dieselbe Grösse und entgegengesetzte Richtung. Für die Verteilung der vertikalen Beschleunigungskraft des Gestänges auf das Kurbellager und den Kreuzkopfzapfen gibt *Lorenz*[39]) an, dass man die auf diese Punkte entfallenden Einzelreaktionen durch Anwendung des Satzes von den statischen Momenten finden könne. Das würde aber eine Massenverlegung in einen Punkt des Getriebes zur Voraussetzung haben, was mit einer konstanten reduzierten Masse unmöglich ist. Die Anwendung des Momentensatzes muss daher auf andere Werte der Einzelreaktionen führen, als wir sie oben gefunden haben. Uebrigens ist der Unterschied nicht sehr gross und könnte allein die Anwendung der *Lagrange*schen Methode in diesem Falle noch nicht rechtfertigen, wenn nicht gerade die Einfachheit des Kurbelgetriebes besonders dafür geeignet erschiene, die Leistungsfähigkeit der *Lagrange*schen Mechanik in der dargelegten Richtung zu erkennen und sich mit derselben vertraut zu machen.

Nebenbei sei bemerkt, dass *Lorenz* die Unsicherheit seines vorgeschlagenen Weges gefühlt zu haben scheint, sonst wäre die Bemerkung, die er bei der Besprechung der Reaktionen hinzufügt, nicht recht verständlich, dass selbst bei völlig bekannten Werten der Massen und Geschwindigkeiten eine zahlenmässige Angabe der Einzelreaktionen unmöglich sei.

Beispiel.

Im folgenden soll für das Kurbelgetriebe einer einzylindrigen Dampfmaschine ein Zahlenbeispiel durchgerechnet werden. Es lassen sich dabei mehrere Fragen erörtern, über die man erst nach Angabe zahlenmässiger Grössen ein Urteil gewinnt. Hieran werden sich noch

[38]) Wieviel von dem Gewicht der hin- und hergehenden Teile bei liegenden Maschinen durch den Kreuzkopf oder durch den Zylinder getragen wird, müsste durch eine besondere Untersuchung festgestellt werden.

[39]) Dynamik der Kurbelgetriebe, S. 20.

einzelne Bemerkungen anschliessen, die mit dem Kurbelgetriebe in Zusammenhang stehen.

Damit für das Zahlenbeispiel die Geschwindigkeitsschwankungen nicht zu klein ausfallen und ihr Einfluss auf das Drehmoment an der Kurbel und auf die Reaktionen überhaupt zu erkennen ist, erschien es zweckmässig, die Grösse der Schwungmasse gegenüber der Masse der hin- und hergehenden Teile, abweichend von normalen Verhältnissen, nicht zu sehr überwiegen zu lassen.

Es werde eine liegende Einzylindermaschine mit Kondensation zugrunde gelegt, welche bei 85 Umdrehungen i. d. Minute und einem absoluten Dampfdruck von 6 Atm. eine Nutzleistung von 300 PS aufweist. Ein Satz Indikatordiagramme der Kurbel- und Deckelseite liegt vor (Fig. 7). Die Gewichte der Triebwerksteile betragen:

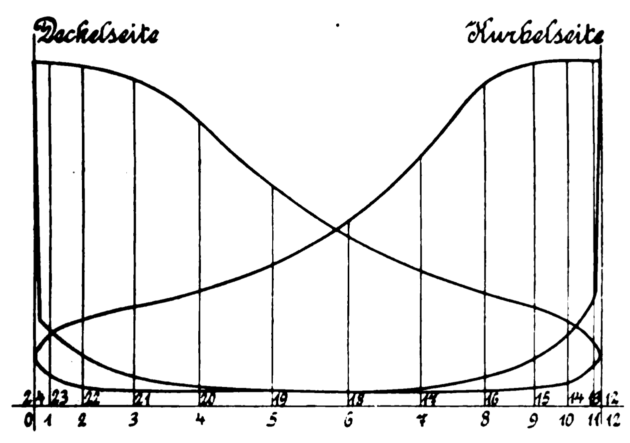


Fig. 7. Indikatordiagramm.
Druckmasstab 7,64 mm = 1 kg.

Kolben 600 Dmr. mit Ringen und Mutter	300 kg,
Kolbenstange	130 „
Kreuzkopf mit Zapfen	370 „
Lenkstange, 3 m lang	660 „
Kurbel mit Zapfen	260 „

Der Kurbelradius r beträgt 0,6 m; der Schwerpunktsabstand der Kurbel von der Wellenmitte $k' = 0,4$ m, das Verhältnis der Kurbel- zur Lenkstangenlänge $\lambda = \frac{1}{5}$.

Das Gewicht des Schwungrades, ferner der Welle, der Kurbel und sonstiger rotierender Teile betrage auf den Kurbelzapfen reduziert insgesamt 5000 kg.

Es ist daher
$$M_1 = 500,\quad M_2 = 80,\quad M_3 = 66.$$

Nach der Tabelle auf S. 469 werde der Schwerpunktsabstand der Lenkstange vom Kurbelzapfen $z'_0 = 1,05$ m mit $a = 0,35$ und deren Trägheitsradius mit bezug auf den Kurbelzapfen $z' = 1,65$ m mit $b = 0,3$ angenommen.

Die lebendige Kraft des Triebwerks ist dann nach Gleichung 2)

$$L = 0,18\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 (593 + 10,3 \cos\varphi - 53 \cos 2\varphi - 10,3 \cos 3\varphi).$$

Vernachlässigen wir noch die Glieder mit $\cos\varphi$ und . $\cos 3\varphi$ gegenüber dem konstanten Glied, so wird

$$L = 0,18\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 (593 - 53 \cos 2\varphi).$$

Die Bestimmung der Kurbelgeschwindigkeit $\frac{d\varphi}{dt}$ aus der Energiegleichung erfordert zunächst die Aufstellung des analytischen Ausdrucks für die äusseren Kräfte: für die Gewichte der Getriebeteile, den Dampfdruck und den Widerstand. Die Gewichte sind bekannte Grössen, der Widerstand soll zunächst, tangential im Kurbelkreis wirkend, während der Dauer einer Umdrehung konstant angenommen werden. Den Verlauf des Dampfdruckes geben die Indikatordiagramme der Kurbel- und Deckelseite. Um diesen Verlauf analytisch darzustellen, und zwar in Abhängigkeit vom Drehwinkel der Kurbel, bilden wir die Tangentialkomponente des Dampfdruckes P im Kurbelkreis mit Hilfe der Beziehung auf S. 504

$$T = P\,\frac{\sin(\varphi + \gamma_1)}{\cos\gamma_1}$$

unter Benutzung der Tabelle auf Seite 504 oder in der in Fig. 9 angedeuteten Weise, nachdem wir zuvor den Betrag für die Reibung schätzungsweise in Abzug gebracht haben.[40]) Die so bestimmten Werte der Tangentialkomponente tragen wir auf der Basis des abgewickelten Kurbelkreises als Ordinaten auf und erhalten damit das weiterhin zu analalysierende Tangentialdruckdiagramm in Fig. 10.

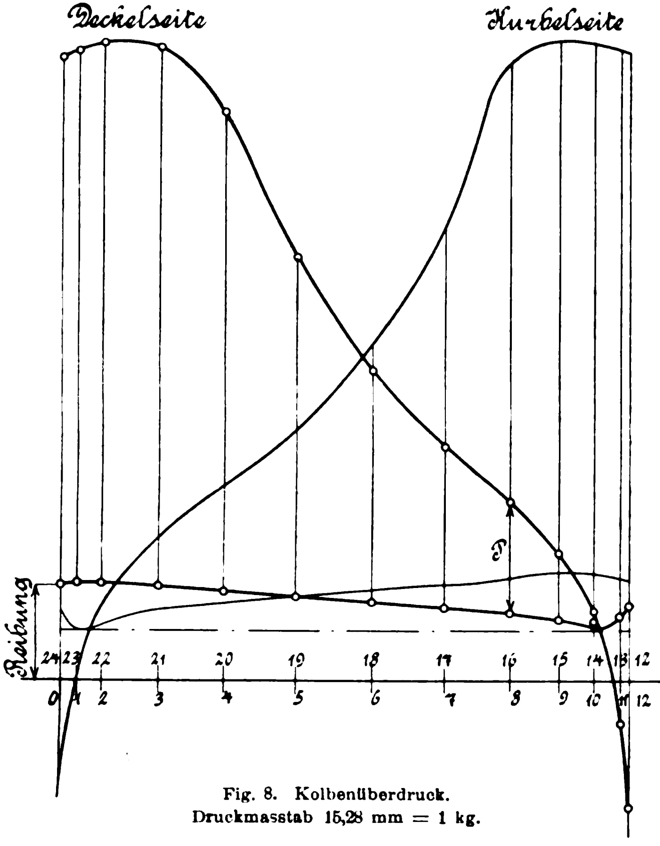


Fig. 8. Kolbenüberdruck.
Druckmasstab 15,28 mm = 1 kg.

Bei der harmonischen Analyse des Tangentialdruckdiagrammes, d. i. der Zerlegung desselben in einzelne Kraftschwingungen von bekannter Gesetzmässigkeit, mögen in der periodischen Reihe noch die Glieder mit 4φ berücksichtigt werden. Der Tangentialdruck stellt sich hiernach dar durch die Reihe

$$T = A_0 + A_1 \cos\varphi + A_2 \cos 2\varphi + A_3 \cos 3\varphi + A_4 \cos 4\varphi + B_1 \sin\varphi + B_2 \sin 2\varphi + B_3 \sin 3\varphi + B_4 \sin 4\varphi$$ [41])

[40]) Streng genommen hätte die Bestimmung der Tangentialdrucke aus den Kolbendrucken auch unter Berücksichtigung der Abweichungen der Kräfte von den durch die Konfiguration des Getriebes bestimmten Richtungen, welche durch die Grösse des Reibungswinkels gegeben sind, zu geschehen. Im vorliegenden Fall begnügen wir uns jedoch, die Gesamtreibungsarbeit = 0,1 der indizierten Arbeit mit einem konstanten Betrag für Kolben, Stopfbüchse und Kreuzkopf zu 60 v. H. und mit einem vom Kolbendruck abhängigen Betrag für Kurbel- und Wellenzapfen zu 40 v. H. von der Kolbenkraft in Abzug zu bringen.

[41]) Sind die Diagramme für Hin- und Rückgang gleich, so verschwinden die Glieder mit ungeraden Koeffizienten; sie drücken

Die Koeffizienten dieser Reihe werden so bestimmt, dass der durch die Reihe dargestellte Verlauf des Tangentialdruckes in den Hauptpunkten die gleichen Ordinaten wie das vorliegende Diagramm zeigt. Als charakteristische Punkte sind zu betrachten die Werte des Tangentialdruckes in den Totlagen bei 0 und π, dessen Maxima bei $\frac{\pi}{3}$ und $\frac{4\pi}{3}$ und Minima bei $\frac{11\pi}{12}$ und $\frac{23\pi}{12}$. Weiter wurden noch die Punkte $\frac{\pi}{2}$ und $\frac{3\pi}{2}$ gewählt. — Das Tangentialdruckdiagramm erstreckt sich über eine volle Umdrehung, der abgewickelte Kurbelkreis ist in 24 gleiche Teile geteilt. — In den angegebenen 8 Punkten wird die Grösse des Tangentialdruckes dem Diagramm entnommen, womit für einen bestimmten Wert φ die Grösse T bekannt ist. Man kann daher zur Bestimmung der Koeffizienten mit

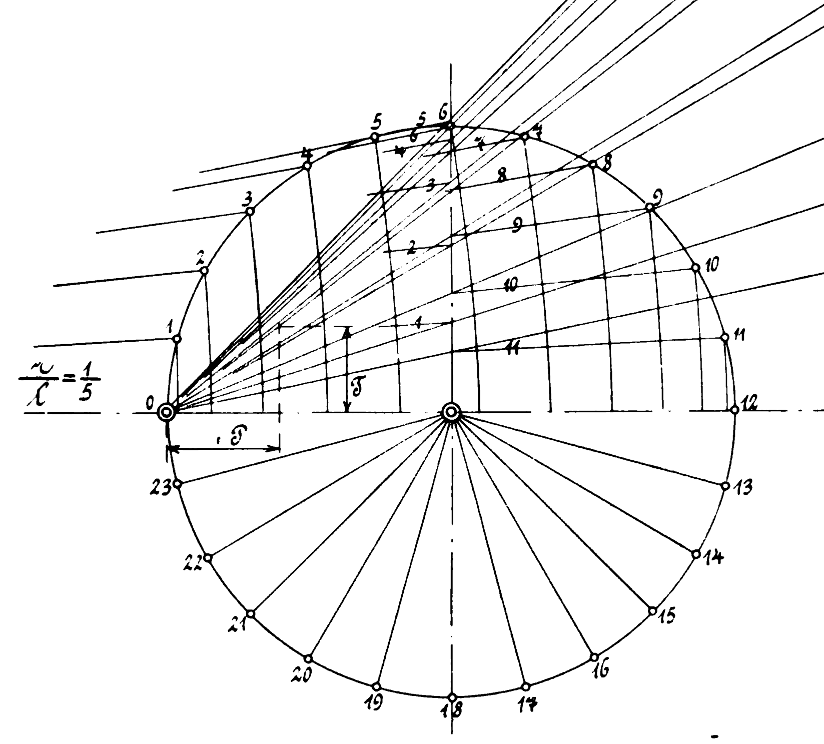


Fig. 9. Zur Bestimmung der Tangentialkomponente des Dampfdruckes.

$$T = P \frac{\sin(\varphi + \eta)}{\cos \eta}.$$

Benutzung der im Anhang beigefügten Tabelle die 8 Gleichungen anschreiben:

$$T_1 = A_0 + A_1 + A_2 + A_3 + A_4 = 0 \quad \ldots \quad 1)$$

$$T_2 = A_0 + \frac{A_1}{2} - \frac{A_2}{2} - A_3 - \frac{A_4}{2} + \frac{B_1}{2}\sqrt{3} + \frac{B_2}{2}\sqrt{3} - \frac{B_4}{2}\sqrt{3} = 11\,500 \quad \ldots \quad 2)$$

$$T_3 = A_0 - A_2 + A_4 + B_1 - B_3 = 5750 \quad \ldots \quad 3)$$

$$T_4 = A_0 - 0{,}966\, A_1 + \frac{A_2}{2}\sqrt{3} - \frac{A_3}{2}\sqrt{2} + \frac{A_4}{2} - 0{,}259\, B_1 - \frac{B_2}{2} + \frac{B_3}{2}\sqrt{2} - \frac{B_4}{2}\sqrt{3} = -700 \quad \ldots \quad 4)$$

$$T_5 = A_0 - A_1 + A_2 - A_3 + A_4 = 0 \quad \ldots \quad 5)$$

$$T_6 = A_0 - \frac{A_1}{2} - \frac{A_2}{2} + A_3 - \frac{A_4}{2} - \frac{B_1}{2}\sqrt{3} + \frac{B_2}{2}\sqrt{3} - \frac{B_4}{2}\sqrt{3} = 9500 \quad \ldots \quad 6)$$

$$T_7 = A_0 - A_2 + A_4 - B_1 + B_3 = 5750 \quad \ldots \quad 7)$$

$$T_8 = A_0 + 0{,}966\, A_1 + \frac{A_2}{2}\sqrt{3} + \frac{A_3}{2}\sqrt{2} + \frac{A_4}{2} + 0{,}259\, B_1 - \frac{B_2}{2} - \frac{B_3}{2}\sqrt{2} - \frac{B_4}{2}\sqrt{3} = 980 \quad \ldots \quad 8)$$

Ausserdem liefert die Forderung der Flächengleichheit mit dem gegebenen Diagramm den Wert von A_0 aus

$$F = \int_0^{2\pi} T\, d\varphi = A_0 \,.\, 2\pi,$$

da die periodischen Glieder bei der Integration von 0 bis 2π verschwinden. A_0 ist eben der mittlere Wert des Tangentialdruckes während einer Umdrehung $= 4200$ kg. Durch Zusammenfassen entsprechender Gleichungen, z. B. von 1 und 5, 2 und 6 usw., und durch Addition und Subtraktion derselben erhält man ohne Mühe die Koeffizienten

$A_1 = 620$, $A_2 = -2870$, $A_3 = -620$, $A_4 = -1330$,

$B_1 = 520$, $B_2 = 4470$, $B_3 = 520$, $B_4 = -390$.

Damit lautet die Reihe für den Tangentialdruck:

$$T = 4200 + 620 \cos\varphi - 2870 \cos 2\varphi - 620 \cos 3\varphi - 1330 \cos 4\varphi + 520 \sin\varphi + 4470 \sin 2\varphi + 520 \sin 3\varphi - 390 \sin 4\varphi,$$

wofür man auch unter Einführung eines Phasenwinkels schreiben kann:

$$7 = 4200 + 810 \cos(\varphi - 40^0) - 5320 \cos 2(\varphi + 28^3/_4{}^0) - 810 \cos 3(\varphi + 13^1/_5) - 1385 \cos 4(\varphi - 4^1/_8{}^0).$$

Das unregelmässige Tangentialdruckdiagramm erscheint hiernach aufgelöst in einen konstanten Teil und in 4 Cosinusschwingungen, die in ihrer Phase gegeneinander verschoben sind. Die Annäherung an den wirklichen Verlauf ist, wie Fig. 10 zeigt, eine ausreichende; die Abweichungen beschränken sich auf Stellen von untergeordneter Bedeutung.

Der Widerstand soll unserer Voraussetzung nach konstant sein; im Beharrungszustand, der bei der ganzen Untersuchung betrachtet wird, ist er dann gleich dem mittleren Tangentialdruck $= 4200$ kg. Das Drehmoment, welches die Gewichte der Triebwerksteile liefern, ist

$$-(G_k\, k' + M_3\, g \,.\, r\,(1 - a)) \cos\varphi = -360 \cos\varphi.$$

Mithin ist das Moment der äusseren Kräfte

$$Q = 0{,}6\,(20 \cos\varphi - 2870 \cos 2\varphi - 620 \cos 3\varphi - 1330 \cos 4\varphi + 520 \sin\varphi + 4470 \sin 2\varphi + 520 \sin 3\varphi = 390 \sin 4\varphi)$$

und

---

also die Ungleichheiten beider Diagrammhälften aus, welche von der endlichen Schubstangenlänge und der Verschiedenheit der Füllungen herrühren.

$$\int_0^{\varphi} Q\,d\varphi = 1700 - 310 \cos \varphi - 1340 \cos 2\,\varphi$$
$$- 100 \cos 3\,\varphi + 60 \cos 4\,\varphi - 860 \sin 2\,\varphi$$
$$- 120 \sin 3\,\varphi - 200 \sin 4\,\varphi.$$

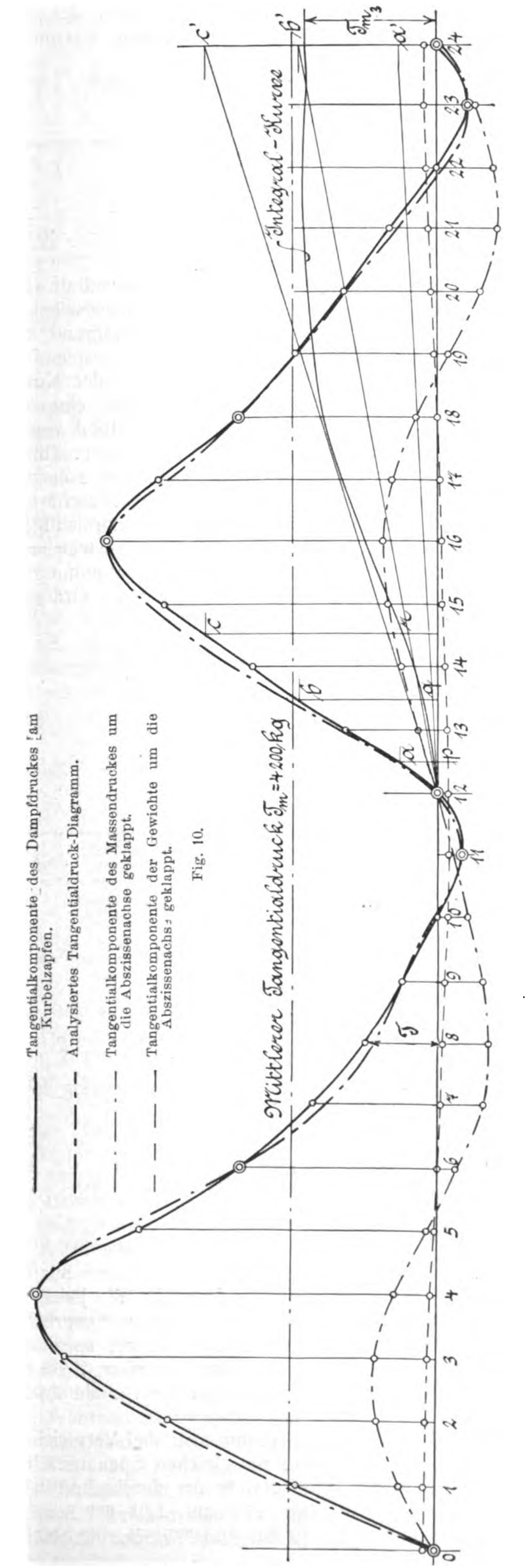


Fig. 10.

Aus der Energiegleichung folgt dann

$$\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 = \frac{L_0 + \int_0^{\varphi} Q\,d\varphi}{0{,}18\,(593 - 53 \cos 2\,\varphi)}$$

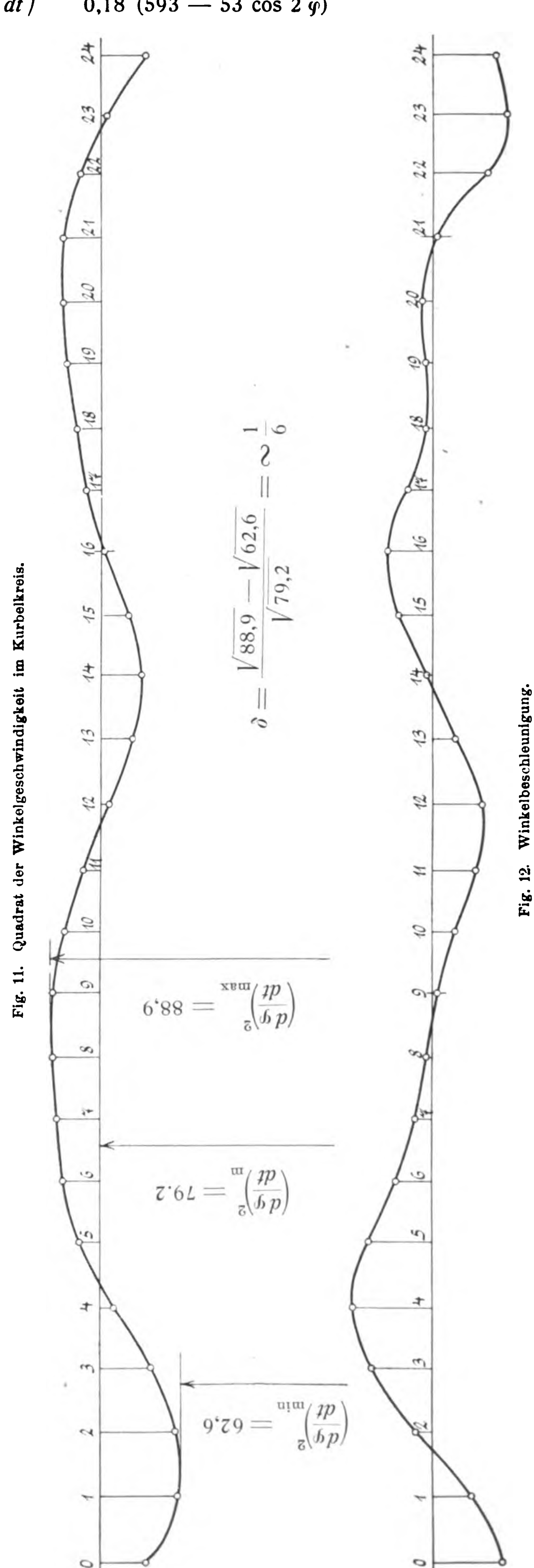


Fig. 11. Quadrat der Winkelgeschwindigkeit im Kurbelkreis.

Fig. 12. Winkelbeschleunigung.

$$= \frac{97\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)_0^2 + \int_0^\varphi Q\, d\varphi}{105\,(1 - 0{,}09 \cos 2\varphi)}$$

Die Auflösung dieses Wertes ergibt mit der Annäherung

$$\frac{1}{1 - 0{,}09 \cos 2\varphi} = 1 + 0{,}09 \cos 2\varphi,$$

$$\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 = \underbrace{\left[0{,}925\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)_0^2 + 15{,}5\right]}_{\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)_m^2} - 3{,}00 \cos\varphi$$

$$-\left(11{,}35 - 0{,}083\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)_0^2\right)\cos 2\varphi - 1{,}0 \cos 3\varphi$$

$$- 8{,}2 \sin 2\varphi - 1{,}1 \sin 3\varphi - 2{,}3 \sin 4\varphi.$$

Die periodischen Glieder geben die Schwankungen der Geschwindigkeit während einer Umdrehung an, die konstanten Glieder werden dem Quadrat der mittleren Geschwindigkeit gleichgesetzt

$$= \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)_m^2 = \left(\frac{\pi \,.\, n}{30}\right)^2 = 79{,}2.$$

Daraus bestimmt sich die Totpunktgeschwindigkeit

$$\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)_0^2 = \left[\left(\frac{\pi \,.\, n}{30}\right)^2 - 15{,}5\right] \cdot \frac{1}{0{,}925} = 69{,}0$$

somit

$$\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 = 79{,}2 - 3{,}0 \cos\varphi - 6{,}1 \cos 2\varphi - 1{,}0 \cos 3\varphi$$

$$- 8{,}2 \sin 2\varphi - 1{,}1 \sin 3\varphi - 2{,}3 \sin 4\varphi.$$

Bei grösserer Geschwindigkeit treten die Schwankungen derselben gegenüber dem konstanten Glied, der mittleren Geschwindigkeit, immer mehr zurück.

Die Winkelbeschleunigung im Kurbelkreis erhält man nun aus der Bewegungsgleichung durch Einsetzen des Wertes der Geschwindigkeit in dieselbe zu

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} = - 8{,}0 \cos 2\varphi - 1{,}7 \cos 3\varphi - 4{,}7 \cos 4\varphi$$

$$+ 2{,}2 \sin\varphi + 5{,}7 \sin 2\varphi - 0{,}4 \sin 3\varphi - 0{,}8 \sin 4\varphi.$$

Der Verlauf von $\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2$ und $\frac{d^2\varphi}{dt^2}$ ist in Fig. 11 und 12 auf der Basis des abgewickelten Kurbelkreises aufgetragen durch graphische Summierung der durch die einzelnen Glieder der Reihen dargestellten harmonischen Kurven. Man bringt zu diesem Zwecke die Reihen auf die auf S. 504 angegebene Form, in welcher dieselben nur Kosinusfunktionen enthalten, die dann, um die Phasenwinkel gegeneinander verschoben, in einfacher Weise aufgezeichnet werden können.

Aus der Kurve, welche das Quadrat der Winkelgeschwindigkeit darstellt, lässt sich die Grösse des periodischen Ungleichförmigkeitsgrades bestimmen, welcher definiert ist durch

$$\delta = \frac{\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)_{max} - \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)_{min}}{\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)_m}$$

$$\delta = \frac{\sqrt{88{,}9} - \sqrt{62{,}6}}{\sqrt{79{,}2}} = \sim \frac{1}{6}$$

Aus der Kurve der Geschwindigkeitsquadrate lässt sich auch leicht die Kurve der Geschwindigkeit selbst auftragen und daraus durch Integration der während einer Umdrehung zurückgelegte Weg des Kurbelzapfens bestimmen, wenn wieder Zeitabszissen statt der Kurbelwinkel als Basis der Geschwindigkeitskurve eingeführt werden. Die Wegkurve ist in denjenigen Fällen von Bedeutung, in welchen es auf das Voreilen bezw. Zurückbleiben in der Bewegung gegenüber einer mit konstanter oder variabler Geschwindigkeit umlaufenden Maschine ankommt. Zur Ausführung der Integration empfiehlt sich nachstehende *Newton*sche Integrationsformel, welche ein sehr genaues Ergebnis liefert, weil zur Bestimmung der Fläche eines Streifens immer vier bestimmte Ordinaten, nicht Mittelwerte derselben herangezogen werden. Werden die Ordinaten der Reihe nach mit y_0, y_1, y_2 usw., die von ihnen eingeschlossenen Flächenstreifen von der konstanten Breite b mit $F_{0-1}, F_{1-2} \ldots . F_{23-24}$, so lautet die Formel für das erste Flächenstück

$$F_{0-1} = \frac{b}{24}(9\,y_0 + 19\,y_1 - 5\,y_2 + y_3),$$

für das zweite Flächenstück

$$F_{1-2} = \frac{b}{24}(-y_0 + 13\,y_1 + 13\,y_2 - y_3),$$

für das dritte Flächenstück

$$F_{2-3} = \frac{b}{24}(-y_1 + 13\,y_2 + 13\,y_3 - y_4)$$

usw. und für das letzte Flächenstück

$$F_{23-24} = \frac{b}{24}(y_0 - 5\,y_1 + 19\,y_2 + 9\,y_3).$$

(Fortsetzung folgt.)

Nicholsons Versuche mit Schnellschnittstählen.

Von Prof. **Pregél**, Chemnitz.

(Fortsetzung von S. 525 d. Bd.)

Von grosser technischer Bedeutung sind die in Tab. V (S und T) angeführten Dauerversuche an mittelhartem Gusseisen II und weichem Stahl IV.

Für längste Schnittdauer von 60 Minuten bei Gusseisen stellt sich nach Tab. S, Spalte 83, die spezifische mechanische Arbeit auf

26 000 mkg/Std.kg

und nach Tab. T für weichen Stahl IV bei 120 Minuten Schnittdauer auf

18 500 mkg/Std.kg.

Hierbei stellen sich Verhältnisse ein, die jenen bei maximaler Schnittgeschwindigkeit geradezu widersprechen. So beträgt nach Tab. IV Q, Spalte 67, die spezifische mechanische Arbeit für mittelhartem Gusseisen II 19 800 mkg/Std.kg und nach Tab. R für weichem Stahl 24 200 mkg/Std.

Aus Tab. V (S und T) erkennt man, bei Vergleichung mit den Tab. I B und Ia F, für gleichen Spanquerschnitt $f = 7{,}5$ mm in der Abminderung der durchschnittlichen Schnittgeschwindigkeit von 239 auf 170 mm/Sek. bei Gusseisen II, und von 512 auf 463 mm/Sek. bei Stahl IV



Tabelle V.

Dauer-Versuche mit mittelhartem Gusseisen und weichem Stahl.

Spanquerschnitt $f = {}^3/_{16}'' + {}^1/_{16}'' = 7{,}5$ qmm.

68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84
Versuch-No.	Material	c. Schnittgeschw. mm/Sek.	b. Spanbreite mm	Schnittdruck kg	Schnittdruck normal kg/mm	Schnittdruck kg/qmm	Mech. Effekt mkg/Sek.	Mech. Effekt mkgsek/qmm	Mech. Effekt PS	Wirkl. Spanquerschnitt qmm	Wirkliche Schnittfläche qcm/Sek.	Spanvolumen ccm/Sek. wirkl.	Spanvolumen ccm/Sek. berechnet	Spangewicht gewogen kg/Std.	Mech. Arbeit mkg/Std.kg	Versuchsdauer in Minuten
218		179	4,52	1520	336	211	270	37,53	3,60	7,17	2,85	1,32	1,28	33,18	29 270	62
211		175	4,62	1390	300	190	242	33,15	3,22	7,29	2,81	1,30	1,25	32,37	26 040	69
214		174	4,78	1050	305	139	218	28.78	2,91	7,55	2,74	1,31	1,29	33,32	23 540	60
Mittel		**176**	**4,64**	**1320**	**314**	**180**	**243**	**33,2**	**3,3**	**7,3**	**2,8**	**1,3**	**1,3**	**33,0**	**26 300**	**64**
205	S	200	4,80	936	196	123	185	24,24	2,46	7,62	3,15	1,51	1,51	39,17	22 640	31
209		180	4,60	1090	222	152	195	s5,53	2,60	7,21	2,87	1,32	1,26	32,64	21 550	33
Mittel	Mittelhartes	**190**	**4,70**	**1013**	**209**	**138**	**190**	**24,9**	**2,6**	**7,4**	**3,0**	**1,4**	**1,4**	**34.0**	**22 050**	**32**
204	Gusseisen	216	4,80	1190	245	156	255	33,41	3,40	7,62	3,41	1,64	1,50	38,76	23 690	10
210	II	200	4,78	820	171	109	161	21,25	2,15	7,55	3,15	1,51	1,34	34,82	16 630	9
209		185	4,78	1400	293	185	248	32,74	3,30	7,55	2,95	1,41	1,13	29,38	30 360	6
215	$\gamma = 7{,}2 \frac{gr}{ccm}$	170	4,70	1280	273	172	218	29,21	2,90	7,46	2,73	1,28	1,24	32,10	24 480	19
Mittel		**143**	**4,80**	**1172**	**246**	**156**	**221**	**29,1**	**3,0**	**7,5**	**3,0**	**1,5**	**1,3**	**33,8**	**23 800**	**8,5**
208		100	4,80	1180	239	155	116	15,20	1,55	7,62	1,64	0,79	0,72	18,77	22 210	60
207		53	4,80	1640	341	215	86	11,27	1,14	7,62	0,84	0,40	0,32	8,16	38 080	9
Gesamtmittel		**170**	**4,7**	**1170**	**254**	**158**	**218**	**29,0**	**3,0**	**7,4**	**3,0**	**1,3**	**1,3**	**33,6**	**24 000**	
198		500	4,83	1100	288	144	533	69,82	7,10	7,66	7,72	3,73	3,70	104,5	18 250	120 (198–200)
191		474	4,65	1060	237	144	526	71,52	7,01	7,37	7,49	3,48	3,62	102,2	18 570	
197	T	462	4,78	1180	247	156	539	71,25	7,18	7,58	7,30	3,49	3,46	97,7	19 780	
200		460	4,75	1010	213	146	459	61,05	6,12	7,53	7,18	3,41	3,42	96,6	17 170	
Mittel	Weicher	**474**	**4,8**	**1090**	**246**	**148**	**514**	**68,4**	**6,9**	**7,5**	**7,4**	**3,5**	**3,6**	**100,0**	**18 500**	**120**
194	Stahl	458	4.85	1390	286	181	620	80,60	8,27	7,70	7,22	3,50	3,50	99,0	22 570	65
Mittel	IV	**458**	**4,9**	**1390**	**286**	**181**	**620**	**80,6**	**8,3**	**7,7**	**7,2**	**3,5**	**3,5**	**99,0**	**22 570**	**65**
201	$\gamma = 7{,}85 \frac{gr}{ccm}$	470	4,70	1370	292	184	635	85,22	8,47	7,45	7,43	3,49	3,45	97,4	23 560	17 (201, 195)
195		454	4,78	1310	274	177	578	76,30	7,70	7,56	7,16	3,43	3,32	93,8	22 250	
199		447	4,83	976	202	128	432	56,60	5,76	7,66	7,07	3,42	3,25	91,7	16 930	15
Mittel		**457**	**4,8**	**1220**	**256**	**163**	**548**	**72,7**	**7.3**	**7,6**	**7,2**	**3,4**	**3,0**	**94,0**	**20 920**	**16**
Gesamtmittel	Schnelldrehstähle	**463**	**4,8**	**1230**	**263**	**164**	**561**	**73,9**	**7,5**	**7,6**	**7,3**	**3,5**	**3,4**	**98**	**20 500**	
196	*Mushet*-Stahl	220	4,88	1400	287	181	326	42,05	4,34	7,73	3,40	1,66	1,67	47,2	24 870	79
193	Gewöhnl. Stahl (193, 203)	116	4,12	1370	233	190	159	22,74	2,12	7,01	1,85	0,76	0,83	23,3	24 550	29
203		115	4,78	1960	410	258	223	29,44	2,97	7,58	1.81	0.87	0,84	23.7	33 900	24

den Nutzen möglichst guter Erhaltung der Schneidkante der Werkzeuge. Während aber die Spanleistung bei Gusseisen II (Tab. I, Spalte 14) von 42,3 kg/Std. auf 33,6 kg/Std. (Tab. V S, Spalte 82) fällt, steigt diese sogar bei Stahl IV (Tab. Ia, Spalte 14) von 94,3 kg/Std. auf 98 kg/Std. (Tab. V T, Spalte 82), was als Beweis dafür gelten könnte, dass für Stahl IV die Schnittgeschwindigkeit 463 mm/Sek. die vorteilhaftere sei.

Bemerkenswert ist Tab. VI U, in welcher Einzelwerte für höchste Schnittgeschwindigkeit zusammengestellt sind. Sie zeigt, wie für die verschiedenen Materialien I bis VI und die normalen Spanquerschnitte $f = 2{,}5$, 7,5, 15 und 30 qmm das Spangewicht kg/Std. für I bis III und IV bis VI regelmässig abnimmt und für steigenden Spanquerschnitt zunimmt, während die Minima- und Maximawerte für die spezifische mechanische Arbeit mkg/Std.kg ganz unregelmässig sich einstellen.

Während nämlich mit Ausnahme von $f = 15$ qmm sich die Maxima bei Gusseisen II finden, liegen dieselben bei Stahl auf VI Hart, was naturgemäss erscheint.

Lehrreich ist Tab. VII V, in welcher die Schnittversuche mit weichem Stahl IV und gewöhnlichen, in Wasser gehärteten und mit *Mushet*-Werkzeuge Stählen angegeben sind. Vergleicht man diese Werte Tab. VII, V mit Tab. V T für Dauerversuche mit Schnellschnittstählen, so findet man, dass die Schnittgeschwindigkeit von 460 mm/Sek., Spalte 70, auf 190, Spalte 94, für gewöhnlichen Stahl bezw. (220) mm/Sek. bei *Mushet*-Stahl herabgeht. Ebenso wird der Effekt von 560 mkg/Sek., Spalte 75, auf 180 mkg/Sek, Spalte 99, bezw. (227) mkg/Sek. bei *Mushet*-Stahl fallen. Das stündliche Spangewicht geht von 98 kg/Std., Spalte 82, auf 24,5, Spalte 106, bezw. (31,6) kg/Std. herab, während die spezifische mechanische Arbeit von 20 500 mkg/Std. kg, Spalte 83, auf 28 600 bezw. (30 000) mkg/Std. in Spalte 107 steigt.

Nach diesen Durchschnittswerten beträgt daher die spezifische mechanische Arbeit beim Schnellbetrieb, annähernd $\frac{20\,500}{30\,000} \sim \frac{2}{3}$ jener mit gewöhnlichen bezw. *Mushet*-Stählen. Der Hauptvorzug der Schnellschnittstähle gegenüber den gewöhnlichen Werkzeugen liegt aber im Verhältnis der Schnittdauer, welche nach diesen Tab. V T und Tab. VII V beträgt nach Minuten im Maximum:

$$\frac{\text{Schnellschnitt}}{\text{gewöhnlicher Schneidstahl}} = \frac{120}{10} \sim 12$$

Tabelle VI.

Einzelversuche für höchste Geschwindigkeit und längste Schnittdauer.

85	86	87	88	89	90	91
	Gusseisen			Stahl		
U	Weich I	Mittelhart II	Hart III	Weich IV	Mittelhart V	Hart VI
Spanquerschnitt normal $= {}^1/_{16} \times {}^1/_{16} = 2{,}5$ qmm.						
Versuch-No.	161	48	113	13	79	141
Schnittgeschwindigk. mm/sek	**556**	**304**	**196**	**760**	**556**	**286**
Schnittdruck kg	315	430	320	370	290	550
Mech. Effekt mkg/sek	175	131	59	280	160	157
Spangewicht kg/Std	35	19	13	47	28	19
Mechanische Arbeit mkg/Stdkg	20 660	25 090	16 260	21 570	21 100	29 700
Spanquerschnitt normal $= {}^3/_{16} \times {}^1/_{16} = 7{,}5$ qmm.						
Versuch-No.	169	43	110	2	82	132
Schnittgeschwindigk. mm/sek	**507**	**250**	**162**	**566**	**416**	**207**
Schnittdruck kg	549	684	595	1220	1040	1336
Mech. Effekt mkg/sek	278	171	96	690	433	277
Spangewicht kg/Std	98	47	32	113	81	44
Mechanische Arbeit mkg/Stdkg	10 200	13 050	10 800	22 000	19 200	22 540

85	86	87	88	89	90	91
	Gusseisen			Stahl		
U	Weich I	Mittelhart II	Hart III	Weich IV	Mittelhart V	Hart VI
Spanquerschnitt normal $= {}^3/_{16} \times {}^1/_{8} = 15$ qmm.						
Versuch-No.	182	58	129	38	105	153
Schnittgeschwindigk. mm/sek	**337**	**169**	**127**	**377**	**262**	**157**
Schnittdruck kg	1310	1590	1770	2360	2630	3580
Mech. Effekt mkg/sek	443	268	224	890	690	560
Spangewicht kg/Std	120	61	39	144	106	63
Mechanische Arbeit mkg/Stdkg	13 400	15 900	18 800	22 240	23 420	32 370
Spanquerschnitt normal $= {}^3/_{8} \times {}^1/_{8} = 30$ qmm.						
Versuch-No.	180	65	128	39	96	154
Schnittgeschwindigk. mm/sek	**270**	**124**	**99**	**278**	**200**	**106**
Schnittdruck kg	2440	2640	2610	4370	5000	6930
Mech. Effekt mkg/sek	660	330	260	1210	1000	735
Spangewicht kg/Std	200	90	72	200	150	82
Mechanische Arbeit mkg/Stdkg	12 000	23 070	12 900	21 780	28 570	**32 280**

Tabelle VII.

Drehbetrieb mit gewöhnlichen Schneidstählen auf weichem Stahl IV.

92	93	94	95	96	97	98	99	100	101	102	103	104	105	106	107	108
Versuch-No.	V Material der Schneidstähle	c. Schnittgeschw. mm/Sek.	b. Spanbreite mm	Schnittdruck			Mech. Effekt			Wirkl. Spanquerschnitt qmm	Wirkliche Schnittfläche qcm/Sek.	Spanvolumen ccm/Sek.		Spangewicht gewogen kg/Std.	Mech. Arbeit mkg/Stdkg	Versuchsdauer in Minuten
				kg	normal kg/mm	kg/qmm	mkg/Sek.	sek mkg/qmm	PS			wirkl.	berechnet			
25	V_a Gewöhnlicher Schneidstahl in Wasser gehärtet	315	1,579	465	292	187	147	58,80	2,00	2,52	4,94	0,780	0,774	21,54	24 870	6,6
23		209	4,780	1300	273	169	272	35,36	2,59	7,62	3,32	1,587	1,616	44,88	18 940	5,8
18		129	4,483	1560	337	215	198	27,72	3,58	7,13	2,03	0,910	0,785	21,76	32 800	5,0
17		108	1,485	955	643	400	103	43,26	2,15	2,36	2,52	0,374	0,355	9,85	37 840	20,0
Mittel		**190**	**3,082**	**570**	**386**	**243**	**180**	**41,24**	**2,58**	**4,91**	**3,20**	**0,912**	**0,883**	**24,51**	**28 610**	**9,35**
24	V_b *Mushet*-Stahl	320	1,473	455	303	131	146	62,78	2,10	2,31	5,08	0,748	0,778	21,56	24 200	17,0
21		206	4,410	920	212	297	190	26,60	2,50	7,02	3,27	1,468	1,390	38,62	30 780	13,0
20		180	4,584	1840	405	254	330	45,92	4,37	7,26	2,66	1,219	1,073	29,80	40 260	3,16
19		180	4,600	1350	297	135	240	33,88	3,20	7,28	2,84	1,553	1,307	36,20	24 390	20,0
Mittel		**222**	**3,767**	**1141**	**304**	**204**	**227**	**42,35**	**3,04**	**5,85**	**3,46**	**1,294**	**1,137**	**31,55**	**29 910**	**13,3**
178 B	Gewöhnlicher Schneidstahl auf weiches Gusseisen I	**120**	**4,9**	**1720**	**353**	**115**	**200**	**12,9**	**2,7**	**15,6**	**1,9**	**1,2**	**1,5**	**39,3**	**18 930**	**8,8**
26	Schnellschnittstahl mit kleiner Schnittgeschwindigk. a. Stahl IV	**130**	**7,2**	**13780**	**1930**	**290**	**1880**	**28,7**	**23,4**	**68,6**	**44,0**	**31,7**	**31,6**	**232**	**29 060**	**5,5**

$$\text{bezw. } \frac{120}{(13)} \sim 9 \text{ für } \frac{\text{Schnellschnittstahl}}{\textit{Mushet}\text{-Stahl}}$$

und im Mittel

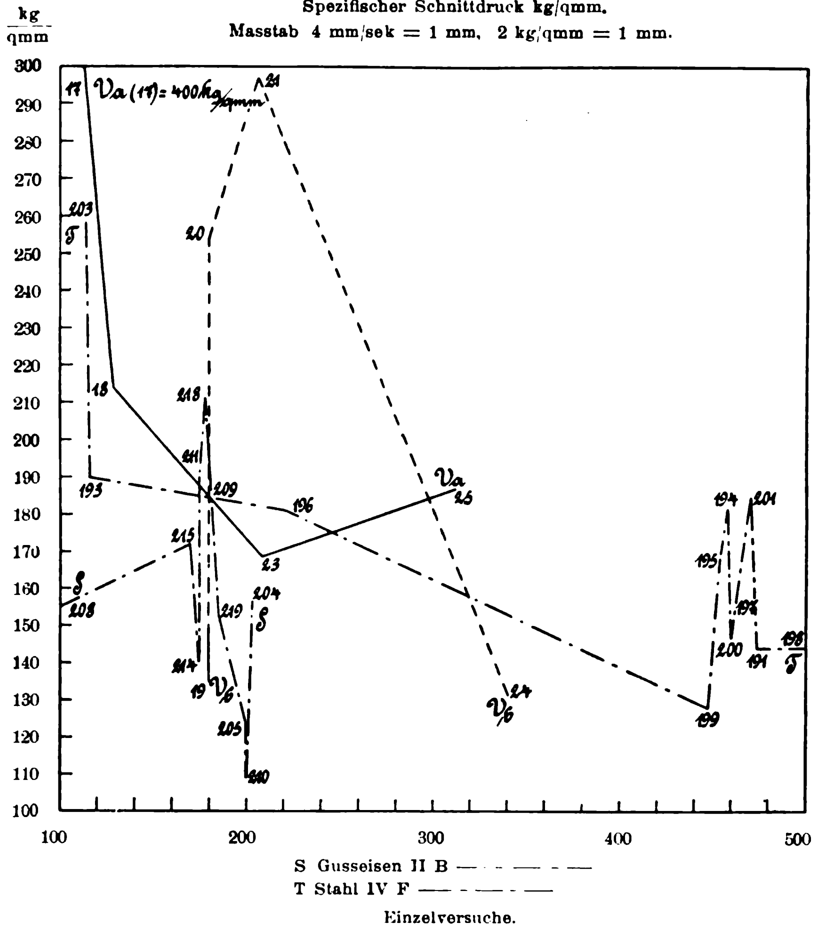
$$\frac{70}{10} \sim 7; \text{ bezw. } \frac{70}{(13)} \sim 5.$$

Nun liegt in der öfteren durch das Auswechseln der Drehstähle bedingten Unterbrechung der Arbeit der Hauptnachteil der gewöhnlichen Schneidstähle, zudem steigt die spezifische mechanische Arbeit, beim Stumpfwerden der Schneidkanten ins ungemessene, so dass Zeitverlust, Materialverschleiss und unnötiger Kraftverbrauch sich vereinigen, um die Arbeit mit gewöhnlichen Werkzeugen unvorteilhaft zu gestalten. Uebrigens muss für eine gegebene Spanleistung bei kleiner Schnittgeschwindigkeit der Schnittdruck beträchtlich zunehmen.

Bemerkenswert ist in Tab. VII V, der Einzelversuch 26, nach welchem mit einem Schnellschnittstahl und kleiner Schnittgeschwindigkeit 130 mm/Sek., bei einem Spanquerschnitt $f = 68{,}6$ qmm mit 29 000 mkg/Std. kg

spezifischer mechanischer Arbeit, eine stündliche Spanleistung von 232 kg erreicht wurde, wobei der enorme Schnittdruck von beinahe 14 000 kg herrschte.

Fig. 8. Dauerversuche mit Schnellschnittstählen.
Spezifischer Schnittdruck kg/qmm.
Masstab 4 mm/sek = 1 mm, 2 kg/qmm = 1 mm.



S Gusseisen II B — · — · —
T Stahl IV F — · — · —

Einzelversuche.

Spezifischer Schnittdruck kg/qmm.
V_a gewöhnliche Schneidestähle ————
V_b Werkzeug-Mushet-Stahl — — — —
Werkstück Stahl IV.
Normaler Spanquerschnitt f = 2,5 und 7,5 qmm.

Im Diagramm Fig. 8 ist der spezifische Schnittdruck kg/qmm in den Schaulinien *S*, Gusseisen II und *T* Stahl IV, für den normalen Spanquerschnitt $B = F = 7{,}5$ qmm zur Darstellung gebracht, wobei die längste Schnittdauer angestrebt ist.

Hieraus erkennt man in der Vergleichung mit Tab. V T, dass die Gruppe T zwischen 500 und 450 mm/Sek. Schnittgeschwindigkeit die grösste Schnittdauer von je 120 bezw. 65 und 16 Zeitminuten ergab, während die linksabstehende Gruppe für gewöhnliche Schneidstähle, zwischen annähernd 200 und 100 mm/Sek. Schnittgeschwindigkeit, Schnittdauer von 80 und 30 Zeitminuten entsprach. Es könnte daher der Schluss gezogen werden, dass für weichen Stahl IV und dem Spanquerschnitt $f = 7{,}5$ qmm die passendste Schnittgeschwindigkeit 500 mm/Sek. sei.

Dementsprechend stellt sich die mittlere stündliche Spanleistung für

Schnelldrehstähle V T, Spalte 82, auf . . . . . . 98 kg/Std.
bei *Mushet*-Stahl, Versuch-No. (196), Spalte 82, auf . . 47 „
und bei gewöhnlichen Schneidstählen Versuch-No. (193 und 203) auf . . . . 23,5 „

Bei den Schnelldrehstählen, Gruppe V T (Fig. 8), rechts beträgt der durchschnittliche Effektverbrauch 7,5 PS, während derselbe beim Versuch (196), *Mushet*-Stahl auf 4,34 PS bezw. bei Versuch (203), gewöhnlichen in Wasser gehärteten Schneidstahl auf 3 PS, sogar bei Versuch (193) auf 2 PS fällt.

Dementsprechend stellt sich die spezifische mechanische Arbeit mkg/Std. kg bei Schnelldrehstahl auf 20 000, *Mushet* auf 25 000, gewöhnlichen Schneidstahl auf 30 000.

Die Tab. VIII über Festigkeitsversuche bedarf kaum einer Erläuterung.

In der Tab. IX W_a und W_b ist nur zu bemerken, dass die Prüfung auf den Härtegrad durch Lochbohren durchgeführt wurde. Die charakteristischen Härtezahlen sind die trigonometrischen Tangenten, des Neigungswinkels α, wenn auf die Basis einer konstanten Lochtiefe z. B. 100 mm

Tabelle VIII.

Festigkeitsversuche am Werkstücksmaterial. Mittelwerte.

109	110	111	112	113	114	115	116	117	118	119	120	121	122
Material		Zugfestigkeit							Druckfestigkeit				
		Stabquerschnitt qcm	Elastizitätsmodul kg/qcm	Elastitätsgrenze kg/qcm	Streckgrenze kg/qcm	Bruchgrenze kg/qcm	Dehnung (100 mm) v. H.	Querschnittsverminderung v. H.	Stabquerschnitt qcm	Modulus der Druckelastizität kg/qcm	Elastizitätsgrenze kg/qcm	Quetschgrenze kg/qcm	Bruchgrenze kg/qcm
Gusseisen	Weich I	1,95	585 500	—	—	860	—	—	7,88	593 800	—	—	4250
	Mittelhart II	1,95	1 002 000	—	—	1780	—	—	7,88	977 200	—	—	6952
	Hart III	1,96	1 028 000	—	—	1260	—	—	7,87	1 000 000	—	—	6870
	Mittel	**1,95**	**871 800**	—	—	**1300**	—	—	**7,88**	**857 000**	—	—	**6020**
Stahl	Weich IV	1,97	2 090 000	1166	2030	4155	24,8	45,4	7.88	2 108 000	970	1850	—
	Mittelhart V	1,96	2 110 000	1038	1558	4560	25,6	37,2	7,88	2 094 000	776	1600	—
	Hart VI	1,96	2 111 000	2080	3030	7380	13,2	16,2	6,59	2 285 000	1550	3250	—
	Mittel	**1,96**	**2 104 000**	**1428**	**2234**	**5364**	**21,2**	**32,9**	**7,44**	**2 162 000**	**1100**	**2230**	—
Verhältnis:	Stahl / Gusseisen	1,0	2,41	—	—	4,07	—	—	0,943	2,45	—	—	—

Tabelle IX.

Chemische Zusammensetzung. Dichtigkeit und Bruchfestigkeit.

123	124	125	126	127	128	129	130
Elemente	Gusseisen			Stahl			Bemerkungen
	Weich	Mittelhart	Hart	Weich	Mittelhart	Hart	
Kohlenstoff	—	—	—	0 2	0,3	0,5	Vorgeschriebener Gehalt.
Kohlenstoff (Härte) . .	—	—	—	0,198	0,275	0,514	
Kohlenstoff (gebunden)	0,459	0,585	1,150	—	—	—	
Graphit	2,603	2,720	1,875	—	—	—	W_a
Silicium	3,010	1,703	1,789	0,055	0,086	0,111	
Mangan	1,180	0,588	0,348	0,605	0,650	0,792	
Schwefel	0,031	0,061	0,161	0,026	0,037	0,033	
Phosphor	0,773	0,526	0,731	0,035	0,043	0,037	
Spezifisches Gewicht.							
a) Genauwert . . .	7,0944	7,1584	7,2672	7,8523	7,8464	7,8400	Untersuchung in Tabellen A bis R.
b) Annäherungswert	7,1	7,2	7,3	7,85	7,85	7,84	
Bruchfestigkeit des Werkstückmaterials . . .	860	1780	1260	4155	4560	73[illegible]0	Auf Zug. Härtegrad $= tg\,\alpha$.
Härtegrad $= tg\,\alpha$ . .	3,84	5,00	9,00	7,00	7,00	8,88	$tg\,\alpha = \frac{a}{h} = \frac{\text{Bohrerumläufe}}{100 \text{ mm.}}$ W_b
Bohrer-Umlaufszahl für $h = 100$ mm: $a =$	790	1000	1800	1400	1400	1790	

die zum Durchbohren erforderliche Umlaufszahl des Bohrens als Ordinate aufgetragen wird, wobei Bohrwerkzeug und achsiale Belastung desselben, in allen Versuchen sich gleich bleiben.

Da bei Gusseisen II, Spalte 125, der Härtegrad tg $\alpha = 5$ ist, dieser daher einem Winkel von annähernd 79° entspricht, hierzu aber bei 100 mm Lochtiefe 1000 Bohrerumläufe entfallen, so würden in diesem Fall zwei Umdrehungen $=$ 1 mm Ordinate entsprechen, was auch als Mass für die übrigen Winkel giltig bleibt.

(Schluss folgt.)

Kleinere Mitteilungen.

Ausnutzung der Windkraft für elektrische Anlagen.[1])

Unter den neueren Versuchen, die lebendige Kraft des Windes für den Antrieb von Dynamomaschinen auszunutzen, bietet die in Askov (Dänemark) seit längerer Zeit im Betriebe befindliche Anlage interessante Gesichtspunkte genug, um sie hier kurz zu beschreiben. In Askov befinden sich zwei Mühlen, eine ältere kleine, welche nach Angaben des Prof. *P. La Cour* vor einer Reihe von Jahren mit 11,6 m Flügeldurchmesser gebaut wurde und daneben eine neuere mit 23 m Flügeldurchmesser. Die Mühlen

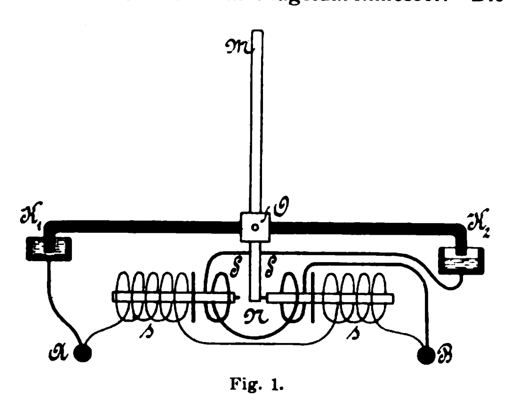


Fig. 1.

sind so angeordnet, dass sie sich selbsttätig nach der Windrichtung einstellen, wobei sich ausserdem die vom Wind getroffene Fläche der Flügel nach der Stärke des Windes einstellt und dadurch eine gewisse Regulierung ermöglicht. Besonders interessant sind die selbsttätigen Schaltvorrichtungen zwischen Dynamo und Batterie. Da die Windkraft in weiten Grenzen schwankt, so muss, um eine stetige Stromlieferung zu ermöglichen, eine Akkumulatorenbatterie vorgesehen werden, welche zu Zeiten starken Windes geladen wird und bei Windstille allein den Strombedarf deckt. Die Ladung der Batterie kann natürlich nur von einer gewissen minimalen Klemmenspannung der Dynamo an aufwärts erfolgen; anderenfalls würde die Dynamo als Motor laufen. Um dies zu verhindern, ist eine selbsttätige Schaltvorrichtung vorgesehen, welche die Verbindung zwischen Dynamo und Batterie erst dann herstellt, wenn erstere die richtige Klemmenspannung erreicht hat.

In Fig. 1 ist das Schema dieser Schaltung gegeben. An dem hier von der Seite gesehenen Hufeisenmagneten *M* ist ein starker Kupferbügel befestigt, dessen Enden bei K_1 und K_2 in Quecksilbernäpfe tauchen. Das Ganze ist um *O* drehbar gelagert. Die Pole des Magneten *M* bewegen sich zwischen je einem Paar von Elektromagneten, deren Wicklung aus wenigen Windungen dicken Drahtes *S S* und einer grossen Anzahl von Windungen feinen Drahtes *s s* bestehen. Die feindrähtigen Wicklungen sind mit den Klemmen *A B* des Apparates, die starken Wicklungen dagegen mit einer Klemme *B* und dem Quecksilbernapf K_2 verbunden. Der Quecksilbernapf K_1 ist mit der Klemme *A* verbunden. Der ganze Apparat ist in eine der Verbindungsleitungen zwischen Dynamo und Batterie eingeschaltet (Fig. 2 zeigt die betreffende Stelle *x*). Ist die Spannung der Dynamo kleiner als die der Batterie, so fliesst von Batterie zur Dynamo über die feindrähtige Wicklung ein schwacher Strom und magnetisiert den Elektromagneten derart, dass das untere Ende *N* des Hufeisenmagneten nach rechts angezogen wird. Dadurch wird der Quecksilberkontakt bei K_2 unterbrochen und ein wesentlicher Stromübergang von der Batterie zur Dynamo unmöglich gemacht. Steigt nun die Spannung der Dynamo über die der Batterie, so fliesst Strom in die letztere; die umgekehrte Stromrichtung in den Spulen *s s* bedingt daher eine Bewegung des unteren Endes *N* des Hufeisenmagneten nach links, wodurch der Quecksilberkontakt bei K_2 geschlossen wird. Es besteht nun über *A* K_1 K_2 *SS B* eine direkte Verbindung zwi-

[1]) Nach Western Electrician vom 20. 5 05.



schen Batterie und Dynamo, und die Ladung beginnt. Sinkt die Dynamospannung wieder unter den normalen Wert, so wird der Kontakt bei K_2 wieder unterbrochen.

Die zweite, durch Fig. 2 veranschaulichte Anordnung hat den Zweck, die von der Dynamo gelieferte Stromstärke unabhängig von der Windstärke konstant zu halten. Die Dynamo *M* wird von der Welle *C* aus durch einen Riemen angetrieben. Die Welle selbst ist an einem um *D* drehbaren mit einem Gegengewicht *L* ausbalanzierten Arm gelagert. Der Antrieb der Welle *C* erfolgt von der Mühlenflügelwelle *A* aus durch einen zweiten Riemen. In dem Schema sind ferner die Batterie mit Zellenschalter *p q* und Automat *x* und die zu speisenden Lampen *N* enthalten. Die Riemenspannung reguliert sich durch das Gegengewicht so, dass nur eine gewisse Höchstleistung übertragen werden kann; bei höherer Beanspruchung beginnt der Riemen

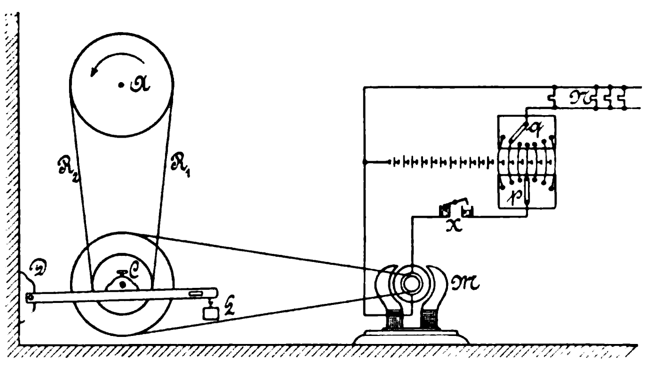


Fig. 2.

zu gleiten. Die gleiche Anordnung wird auch z. B. bei manchen Zugbeleuchtungssystemen angewandt. Versuche ergaben, dass die Stromstärke bei Tourenschwankungen von 837 bis 1060 i. d. Minute innerhalb 40—41 Ampere gleich blieb.

La Cour stellte ferner Versuche über den Wirkungsgrad verschiedener Typen von Windmotoren an und fand folgende Zahlen:

	A	*B*	*C*	*D*
Fläche der Flügel in qcm	7440	2976	1116	1188
Leistung in kgm i. d. Sek.	1,59	1,77	1,81	2,34

Es bezieht sich *A* auf den sogenannten Ventotrat, *B* auf die Windrose, *C* auf den alten Windmotor von *Sorensen* und *D* auf eine neuere Type von Windmotoren mit konischem Flügelrad von *Th. Reuter & Schumann* in Kiel.

Erwähnt sei noch, dass die Anlage in Askov zur Beleuchtung der Stadt dient; sie liefert Gleichstrom von 220 Volt bei 60 Ampere. Als Reserve ist ein Petrolmotor vorhanden. Die Batterie ist so bemessen, dass sie den Höchstbedarf 48 Stunden lang allein zu decken imstande ist. Die Anlagekosten betrugen 19000 M., wovon 3400 M. auf den Petrolmotor entfallen. Der Strompreis beträgt für Kraftzwecke 17 Pf. und für Lichtzwecke 57 Pf. f. d. KW-Stunde.

Ein Alarm für Maximum- und Minimumtemperaturen.

Eine sehr sinnreiche Vorrichtung zur Meldung der Ueber- oder Unterschreitung einer gewissen Temperaturgrenze wird in „Engineering“ vom 10. März 1905 von *Horace Darwin* angegeben und beschrieben. Die Gesamtanordnung wird durch Fig. 1 veranschaulicht. Das Thermometer *P* aus Platindraht bildet einen Zweig einer *Wheatstone*schen Brücke und seine durch Temperaturänderung veranlasste Widerstandsänderung wird durch das Galvanometer *G* angezeigt. Bekanntlich sind nun so empfindliche Galvanometer, wie sie für derartige Zwecke gebraucht werden, als Relais benutzt, nicht geeignet zur Herstellung sicherer und inniger Kontakte, wie solche für die Betätigung eines Läutewerkes immerhin notwendig sind. Um trotzdem einen innigen Kontakt herzustellen, dazu dient die durch Fig. 2 veranschaulichte Einrichtung. Ein Zahnrad *W* wird durch ein Uhrwerk in der Richtung des Pfeiles in Drehung erhalten. Der Zeiger A_1 des Galvanometers liegt, so lange die Temperaturgrenze noch nicht erreicht ist, an einem Anschlag *V*. Bei Annäherung an die höchste Temperaturgrenze bewegt er sich nach links, bis er bei Erreichung derselben von dem Zahnrad *W* gefasst und gegen den Hebel *L* gedrückt wird, mit welchem er so lange in Kontakt bleibt, bis das Zahnrad eine halbe Umdrehung gemacht hat. Mit dem Hebel *L* ist die Alarmglocke in der aus Fig. 1 ersichtlichen Weise verbunden; es kommen zwei voneinander isolierte Hebel

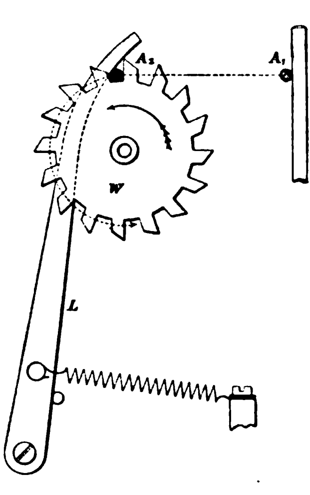


Fig. 1. Fig. 2.

L L zur Verwendung, welche der Metallzeiger des Galvanometers miteinander verbindet und so den Stromkreis der Glocke schliesst, so dass dieselbe also während dieser halben Umdrehung ertönt. Hiernach wird der Zeiger freigegeben, um sofort, wenn die Temperatur inzwischen nicht gesunken ist, dasselbe Spiel zu beginnen.

Wie man sieht, wird der Zeiger dabei aus seiner Schwingungsebene entfernt, weshalb derselbe mit einem Gelenk ausgestattet ist, welches diese Bewegung ohne Verbiegung desselben erlaubt. Zur Signalisierung von Minimaltemperaturen braucht man nur die Zuleitungen zum Galvanometer zu vertauschen.

Um mit demselben Apparat sowohl ein Maximum wie ein Minimum zu signalisieren, braucht man nur den Anschlag *V* durch ein zweites sich in entgegengesetzter Richtung drehendes Zahnrad zu ersetzen, welches mit derselben Vorrichtung wie *W* versehen ist und entweder dieselben oder auch eine andere anders gestimmte Glocke betätigt.

Der Apparat kann mit einer geringen Modifikation auch dazu verwendet werden, um die Temperatur eines Raumes selbsttätig zu regulieren.

Erbaut wird der Apparat von der *Cambridge Scientific Instrument Company, Limited.*

Dr. *K.*

Bücherschau.

Lexikon der gesamten Technik und ihrer Hilfswissenschaften. Herausgegeben von *Otto Lueger.* Zweiter Band. Stuttgart und Leipzig. Deutsche Verlagsanstalt.

Das, was über den ersten Band der Neuauflage dieses umfangreichen Werkes gesagt wurde, gilt nicht minder für den soeben erschienenen zweiten Band, welcher die Worte „Biegungsachse" bis „Dollieren" umfasst.

Die einzelnen Artikel lassen bei der für ein solches Werk notwendigen Knappheit an Klarheit, Deutlichkeit und vor allem an Vollständigkeit nichts zu wünschen übrig.

Besonders erschöpfend und mit vorzüglichen Abbildungen ausgestattet sind die Artikel über Bohrer und Bohrmaschinen behandelt, wobei die Besprechung der Bohr- und Sprengarbeit und die Beschreibung der dabei verwendeten Gesteinsbohrmaschinen, sowie die verschiedenen Methoden der Zündung und Sprengung auch bei den Laien lebhaftes Interesse erwecken dürften, zumal die beigefügten Abbildungen das Verständnis wesentlich erleichtern.

Sehr erschöpfend, vielleicht sogar über den Rahmen eines Lexikons hinaus, sind die Artikel über Brückenbau behandelt. „In der Beschränkung zeigt sich erst der Meister". Dieses Wort sollten sich die die Architektur und Hochbaukunde behandelnden Mitarbeiter an diesem Werke im allgemeinen etwas mehr als Leitstern dienen lassen.

Die Artikel über Dampf, Dampfkessel, Dampfmaschinen sind entsprechend dem regen Interesse, welches den Dampfmaschinen von jeher allerseits entgegengebracht wird, behandelt, wobei der Artikel „Dampfturbine" als eine willkommene Beigabe betrachtet werden muss; scheinen doch gerade letztere berufen zu sein, eine vollständige Umwälzung auf vielen Gebieten der Technik herbeizuführen.

Es erübrigt sich wohl, auf weitere Einzelheiten dieses Werkes einzugehen. Es mag nur noch bemerkt werden, dass dasselbe nicht nur für den Fachmann, sondern auch für den Laien des Wissenswerten und Interessanten genug enthält, und niemand dürfte es unbefriedigt oder unbelehrt aus der Hand legen, zumal da auch dieser Band die recht nützlichen Literaturnachweise enthält, welche der Fachmann als willkommenen Wegweiser begrüssen wird.

Dr. *K.*

Technische Messungen, insbesondere bei Maschinenuntersuchungen. Zum Gebrauch in Maschinenlaboratorien und für die Praxis. Von *Anton Gramberg.* Berlin. Julius Springer. 222 S., 8° mit 181 Textfiguren.

Der Verfasser bespricht in dem vorliegenden Werke die bei der Untersuchung *fertiger* Maschinen in Anwendung kommenden Einzelmessungen sowie die hierbei zu verwendenden Instrumente in bezug auf deren Konstruktion und Theorie, soweit dieses für die Handhabung derselben von Bedeutung ist. Da im allgemeinen Maschinenbau die Kenntnis der Eigenschaften von Instrumenten und der Erfordernisse für genaues Messen sich in der Neuzeit immer mehr als notwendige Bedingung für die Beurteilung von Maschinen und deren Einzelteilen herausgestellt hat, dürfte das Buch einem z. Zt. vorliegenden Bedürfnisse abzuhelfen bestimmt sein; es kann allen denen, die, sei es in Maschinenlaboratorien technischer Schulen oder in der Praxis, Messungen an Maschinen, Dampfkesseln usw. auszuführen haben, als ein nützlicher Ratgeber zur Anschaffung warm empfohlen werden.

Das dem Werke beigegebene Literatur- und Bezugsquellenverzeichnis erhöht seine Bedeutung für den praktischen Gebrauch.

Fr. Freytag.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Lasthebemaschinen. Ein Hand- und Hilfsbuch für den Konstruktionstisch. An Hand einer Sammlung ausgeführter Konstruktionen für Schule und Praxis bearbeitet von Prof. *W. Pickersgill,* Dipl.-Ing. Mit 161 Abb. und 32 lithogr. Tafeln. Stuttgart, 1905. Konrad Wittwer. Preis geh. 10 M., geb. 11,50 M.

Die Akkumulatoren, ihre Theorie, Herstellung, Behandlung, Verwendung mit Berücksichtigung der neuen Sammler. Von Dr. *W. Bermbach* in Köln. Mit 25 Abb. Leipzig, 1905. Otto Wigand. Preis geh. 3 M.

Die Wissenschaft. Sammlung naturwissenschaftlicher und mathematischer Monographien. Heft 6. Elektromagnetische Schwingungen und Wellen. Von Dr. *Josef Ritter von Geitler*, ausserordentlicher Professor der Physik an der k. k. Deutschen Universität Prag. Mit 86 Abb. Braunschweig, 1905. Friedrich Vieweg & Sohn. Preis geh. 4,50 M, geb. 5,20 M.

Lehrbuch der praktischen Physik. Von *Friedrich Kohlrausch.* Zehnte, vermehrte Auflage des Leitfadens der praktischen Physik. Mit zahlreichen Abb. Leipzig und Berlin, 1905. B. G. Teubner.

Technisch-Chemisches Jahrbuch 1903. Ein Bericht über die Fortschritte auf dem Gebiete der chemischen Technologie. Herausgegeben von Dr. *Rudolf Biedermann.* Sechsundzwanzigster Jahrgang. Mit 36 Abb. Braunschweig, 1905. Fr. Vieweg & Sohn. Preis geb. 15 M.

Der gesamte kaufmännische Briefwechsel in deutscher Sprache. Methodische und praktische Anleitung zur selbständigen Abfassung aller Geschäftsbriefe. Dargestellt durch 150 Musterbriefe, zahlreiche Umbildungen und Aufgaben, versehen mit eingehenden Erläuterungen unter besonderer Berücksichtigung der handels- und wechselrechtlichen Seite. Gemeinverständlich bearbeitet für Schule, Kontor und zur Selbstbelehrung von *August Bergmann,* Reallehrer und Lehrer der Handelswissenschaften an der Grossherzogl. Oberrealschule in Karlsruhe. Zweite, vermehrte und verbesserte Auflage. Leipzig-Reudnitz, 1905. Verlag der modernen kaufmännischen Bibliothek (vorm. Dr. iur. L. Huberti) G. m. b. H. Preis geb. 2,75 M.

Sammlung von Rechenaufgaben für Maschinenbauer, Schlosser, Mechaniker usw. der Fortbildungsschulen. Von *C. Havemann,* Ingenieur. Mit 147 Abb. Herausgegeben im amtlichen Auftrage. Leipzig und Berlin, 1905. B. G. Teubner.

Jahresbericht des Physikalischen Vereins zu Frankfurt a. M. Für das Rechnungsjahr 1903—1904. Frankfurt a. M. Naumann.

Bücherverzeichnis des Vereins für die bergbaulichen Interessen im Oberbergamtsbezirk Dortmund zu Essen. 3. Ausgabe, abgeschlossen am 31. Dezember 1904. Berlin, 1905. H. S. Hermann.

Vorlesungen über die Vektorenrechnung. Mit Anwendungen auf Geometrie, Mechanik und mathematische Physik. Von Dr. *E. Jahnke,* etatsmässiger Professor an der Königl. Bergakademie zu Berlin. Mit 32 Abb. Leipzig, 1905. B. G. Teubner. Preis geb. 5,60 M.

Die Königlich preussischen Maschinenbauschulen, ihre Ziele und ihre Berechtigungen, sowie ihre Bedeutung für die Erziehung und wirtschaftliche Förderung des deutschen Techniker-Standes. Von Dr. *Siegfried Jakobi,* Oberlehrer den Kgl. Maschinenbauschulen Elberfeld-Barmen. Berlin, 1905. Julius Springer. Preis geh. 3 M.

Die natürliche Entwicklung der Materie im Weltraum und die daraus folgenden Weltgesetze. Von Baurat *J. Kübler,* Esslingen a. N. Leipzig, 1904. B. G. Teubner. Preis geh. 80 Pf.

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.



DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.
86. Jahrg., Bd. 320, Heft 35. Berlin, 2. September 1905.
Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 80 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Neuere Festigkeits-Probiermaschinen.

Von Professor **M. Rudeloff.**

(Fortsetzung von S. 404 d. Bd.)

B) Die Maschinen der Düsseldorfer Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft vorm. J. Losenhausen, Düsseldorf-Grafenberg.

1. Biegemaschine.

Die Maschine (Fig. 41—44) ist in der Hauptsache für Biegeversuche mit Gusseisenstäben bestimmt. Der Antrieb erfolgt durch die von der Handkurbel *H* aus betätigte Schraube *B*, die Kraftmessung mit der auf *T* aufgebauten Messdose (siehe auch Fig. 5, S. 376). Letztere ruht auf den Stangen *D* und wird beim Versuch mit dem Querstück *C* durch die Schraube *B* angehoben. Das Gehänge *f* mit den Stangen *S* folgt der Bewegung, so dass das Druckstück *F* von unten auf den Probestab *P* einwirkt. Letzterer legt sich mit den Enden gegen die Rollen *E*, wird nach oben durchgebogen und wirkt mit seinem Biegungswiderstande auf den Kolben *d* der Messdose zurück. Die Manometer $l\ l_1$ dienen zum Ablesen dieses Widerstandes, der Belastung.

Die Träger der Widerlager *E* sind auf dem Bett der Maschine verschiebbar, so dass sie entsprechend der für den Probestab gewünschten Stützweite eingestellt werden können. Zum Messen der Durchbiegung ist das Druckstück *F* mit dem über drei Rollen geleiteten Kettenzug *G* verbunden. Die obere Rolle *A* trägt einen leicht verstellbaren Zeiger, der die Bewegung des Stückes *F* als Durchbiegung der Probe auf der Kreisbogenteilung in 0,1 mm anzeigt. Völlige Uebereinstimmung dieser Anzeige mit der wirklichen, in der neutralen Schicht gemessenen Durchbiegung wird man nicht erwarten können, da die Verdrückungen der Probe unter dem Stück *F* und an den Auflagern sowie die Bewegungen auf den letzteren mit angezeigt werden; immerhin dürfte aber die Durchbiegungsanzeige für praktische Versuche hinreichend genau sein.

Die Pendelstücke *J* an den Auflagern dienen dazu, die Bruchstücke des Probestabes am seitlichen Herausspringen zu hindern.

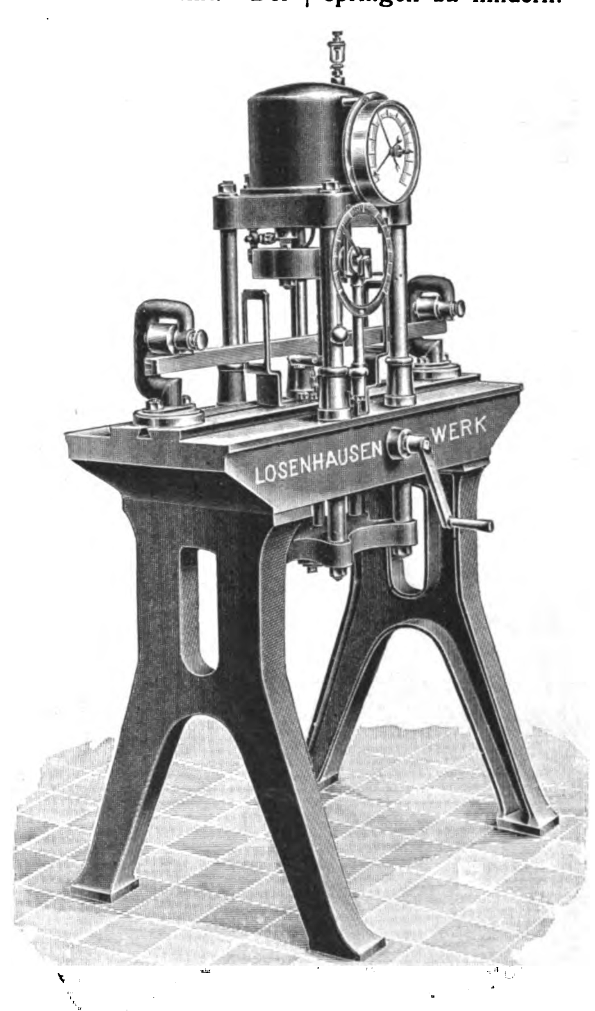


Fig. 41. Biegemaschine für 2000 kg Belastung der Düsseldorfer Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft vorm. J. Losenhausen.

Auf Wunsch wird die Maschine auch mit einem Schreibapparat (Fig. 11, S. 378) geliefert. Dieser wird dann bei *k* oder k_1 an die Hauptmessdose angeschlossen. Die Schreibtrommel wird durch einen zweiten Kettenzug gedreht, der wie der Kettenzug *G* an *F* angeschlossen ist.

Zum Prüfen der Kraftanzeige wird eine Vorrichtung mit zwei Gewichtschalen geliefert, die an das Druckstück *F* unmittelbar angehängt wird.

2. Drahtprüfungsmaschine.

Sie besitzt Schraubenantrieb am unteren Ende und Messdose mit Grundplatte *T* am oberen (Fig. 45 und 46). Der Antrieb erfolgt durch Handkurbel *H* und konische Räder, wobei die Spindel durch das Führungsstück *F* gegen Drehung gesichert ist. Zur schnellen Einstellung der unteren Einspannvorrichtung *E*, entsprechend der Probenlänge, kann die Verbindung zwischen Spindel und Führungsstück bei *L* gelöst, und die Spindel an dem Handrade *R* zur Auf- und Abwärtsbewegung gedreht werden.

Die obere Einspannvorrichtung E_1 ist mit dem bügelartigen Gehänge *f m* verbunden, welches auf dem Kugelzapfen ruht, durch den die Belastung auf den Kolben der Messdose übertragen wird.

Das Gefäss *a* der Messdose ist durch einen Kanal

unmittelbar mit dem Manometer l sowie durch Rohr r mit dem Manometer l_1 verbunden. Ersteres wird nur zur Kontrolle des Manometers l_1 angestellt und soll nach der Kontrollierung wieder abgestellt werden. Vor dem Manometer l_1 ist ein Rückschlagventil eingeschaltet, welches sich beim plötzlichen Entlasten der Dosenfüllung infolge Bruches der Probe schliesst und durch eine Oeffnung im Ventilkopf allmählichen Ausgleich der Flüssigkeitspressung bewirkt, so dass das Manometer stossfrei entlastet wird.

Die Dehnung der Probe ist an einem Masstabe abzulesen, der an zwei durch ein Gegengewicht ausgeglichenen Schwingen (s. Fig. 45) aufgehängt ist. In den Endmarken der Messlänge sind Klemmvorrichtungen (Fig. 47) an dem Probestabe angebracht. Der Masstab legt sich gegen den mit der oberen Klemme verbundenen Arm k; die Bewegung der Marke e an der unteren Klemme gegen den Masstab entspricht der Dehnung der Probe.

Die Maschine wird in sechs Grössen für 500, 1000, 1500, 2000, 3000 und 5000 kg Zugkraft gefertigt.

3. 100 000 kg Seilprobiermaschine.

Die Maschine ist liegend angeordnet und in ein genietetes schmiedeeisernes Rahmenwerk eingebaut, dessen oberer Teil zugleich die Bahn für einen Laufkran zum bequemen Ein- und Ausbauen der grösseren Maschinenteile bildet (s. Fig. 48). Rechts liegt der hydraulische Antrieb mit Pumpe und links der Kraftmesser, bestehend aus Messdose mit Schreibapparat, dazwischen befinden sich die beiden Gehäuse zum Einspannen der Seilenden. Der Zylinder a des hydraulischen Antriebes (s. Fig. 50) ist in dem 650 mm starken Endteil des Rahmens wage-

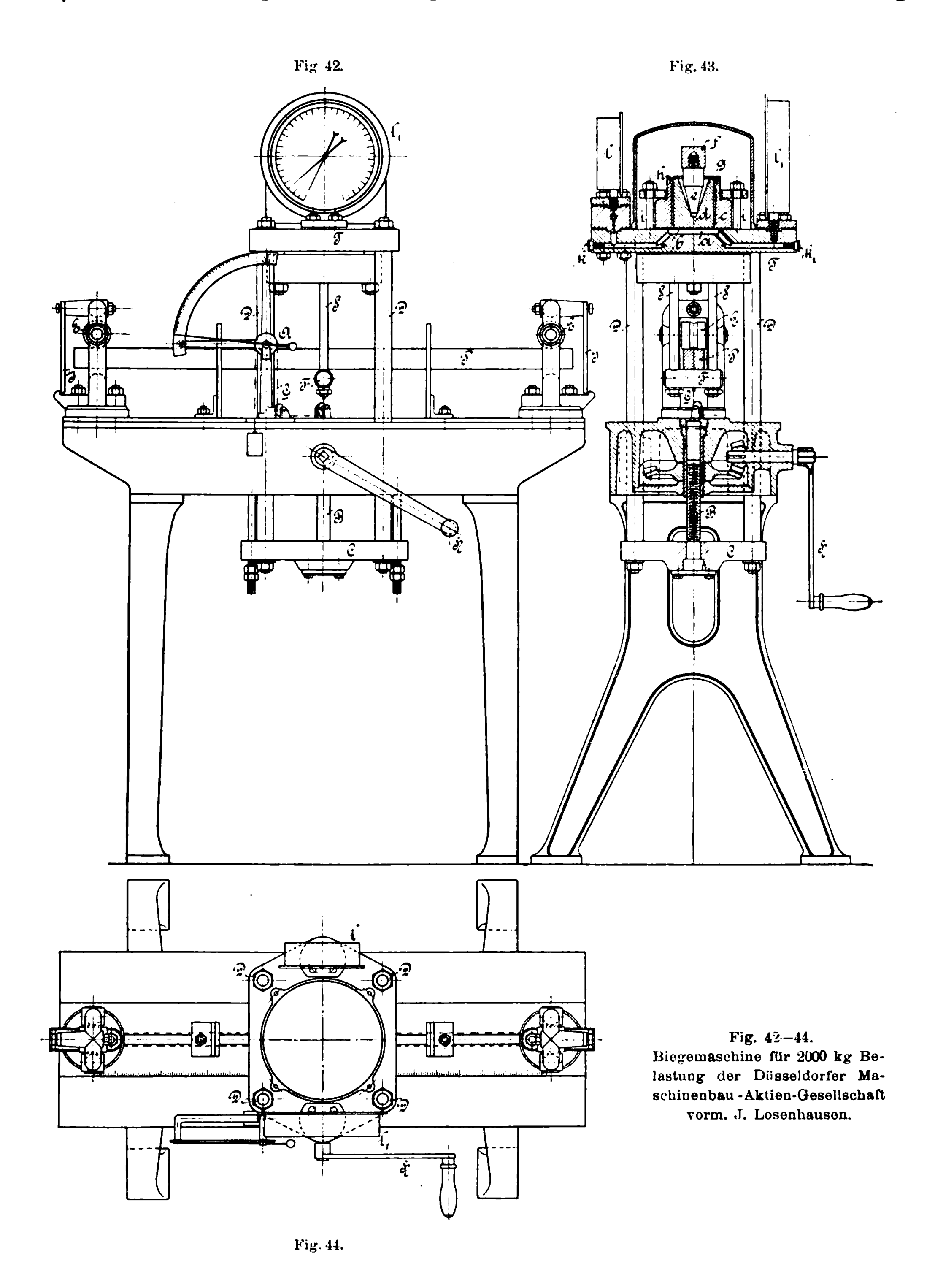


Fig. 42–44. Biegemaschine für 2000 kg Belastung der Düsseldorfer Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft vorm. J. Losenhausen.

Fig. 45. Fig. 46.

Drahtprüfungsmaschine der **Düsseldorfer** Maschinenbau - **Aktien** - **Gesellschaft** vorm. J. Losenhausen.

Fig. 47. **Dehnungsmesser für Drahtprüfungen.**

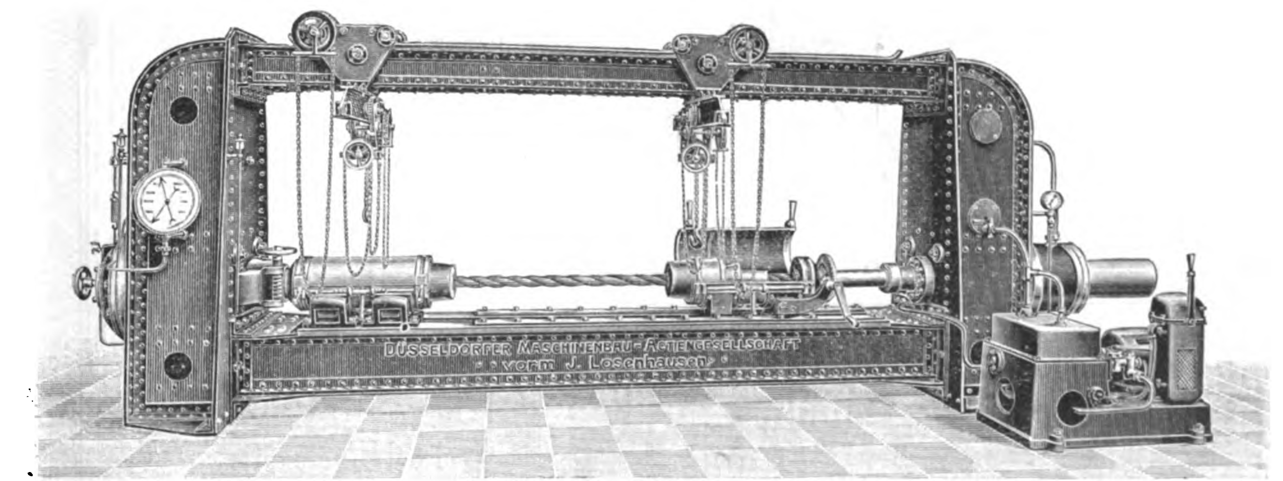


Fig. 48. Seilprobiermaschine für 50000—250000 Zugkraft der **Düsseldorfer Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft** vorm. J. Losenhausen.

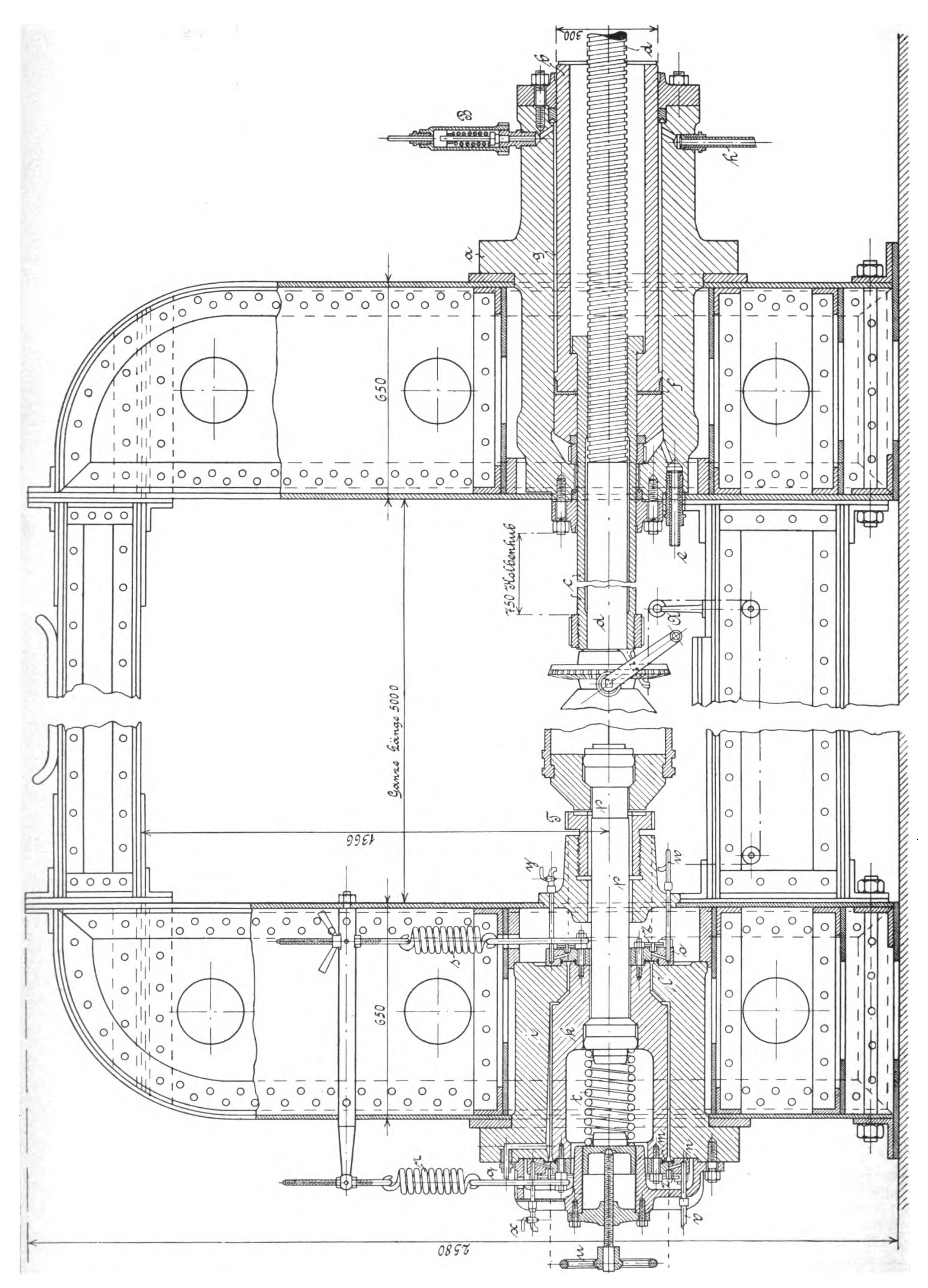


Fig. 49. Kraftmesser (Schnitt). Fig. 50. Antrieb.
Fig. 49—51. 100000 kg Seilprobiermaschine der Düsseldorfer Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft vorm. J. Losenhausen.

recht gelagert und mit ihm verschraubt; seine Bohrung hat 315 mm Durchmesser. Der Tauchkolben *b* hat 300 mm Durchmesser und 750 mm Hub. Er trägt links die hohle Kolbenstange *c* von 175 mm Durchmesser und in dieser die Schraubenspindel *d*, die mit dem linken Ende an die eine Seileinspannvorrichtung angeschlossen ist. Das Druckwasser tritt bei *e* und *h* gleichzeitig in die durch den Stulp *f* getrennten Zylinderräume ein. Die wirksame Kolbenfläche entspricht demnach dem Kolbendurchmesser von 300 mm, vermindert um den Querschnitt der hohlen Kolbenstange. Zum Entlasten, Bewegen des Kolbens nach links, wird nur bei *h* Druckwasser eingeleitet und das in die Leitung *e* eingeschaltete Ventil auf Abfluss gestellt, so dass das hinter dem Kolben befindliche Druckwasser in den Pumpenkasten zurückfliesst. *B* ist ein Sicherheitsventil.

Steckt der Kolben ganz im Zylinder und befindet die Spindel *d* sich in ihrer äussersten Lage nach rechts, so beträgt die Entfernung zwischen den Einspannklauen, die grösste erreichbare Versuchslänge der Seilprobe, 1700 mm. An der Handkurbel *A* kann nun die Spindel durch Räderübertragung gedreht und hierbei das Einspanngehäuse verschoben werden, um auch Seile von geringerer Länge zu prüfen, ohne die Grösse des Kolbenhubes zu beeinträchtigen. Die geringste erreichbare Versuchslänge beträgt 400 mm.

Der Zylinder *i* der zum Kraftmesser gehörigen Messdose (Fig. 49) ist im linken Teil des Maschinenrahmens so gelagert, dass seine Achse mit der des hydraulischen Zylinders zusammenfällt. Der Messkolben *k* hängt konzentrisch zum Zylinder *i* an den beiden einstellbaren Federn *r* und *s* am Rahmenwerk und ist ferner ausserhalb des Zylinders in den Ringen *n* und *o* geführt. Der Flüssigkeitsraum zwischen Zylinder und Kolben ist durch die Membranen *m* und *l* abgeschlossen und steht bei *q* mit einem Manometer in Verbindung, an dem der Druck

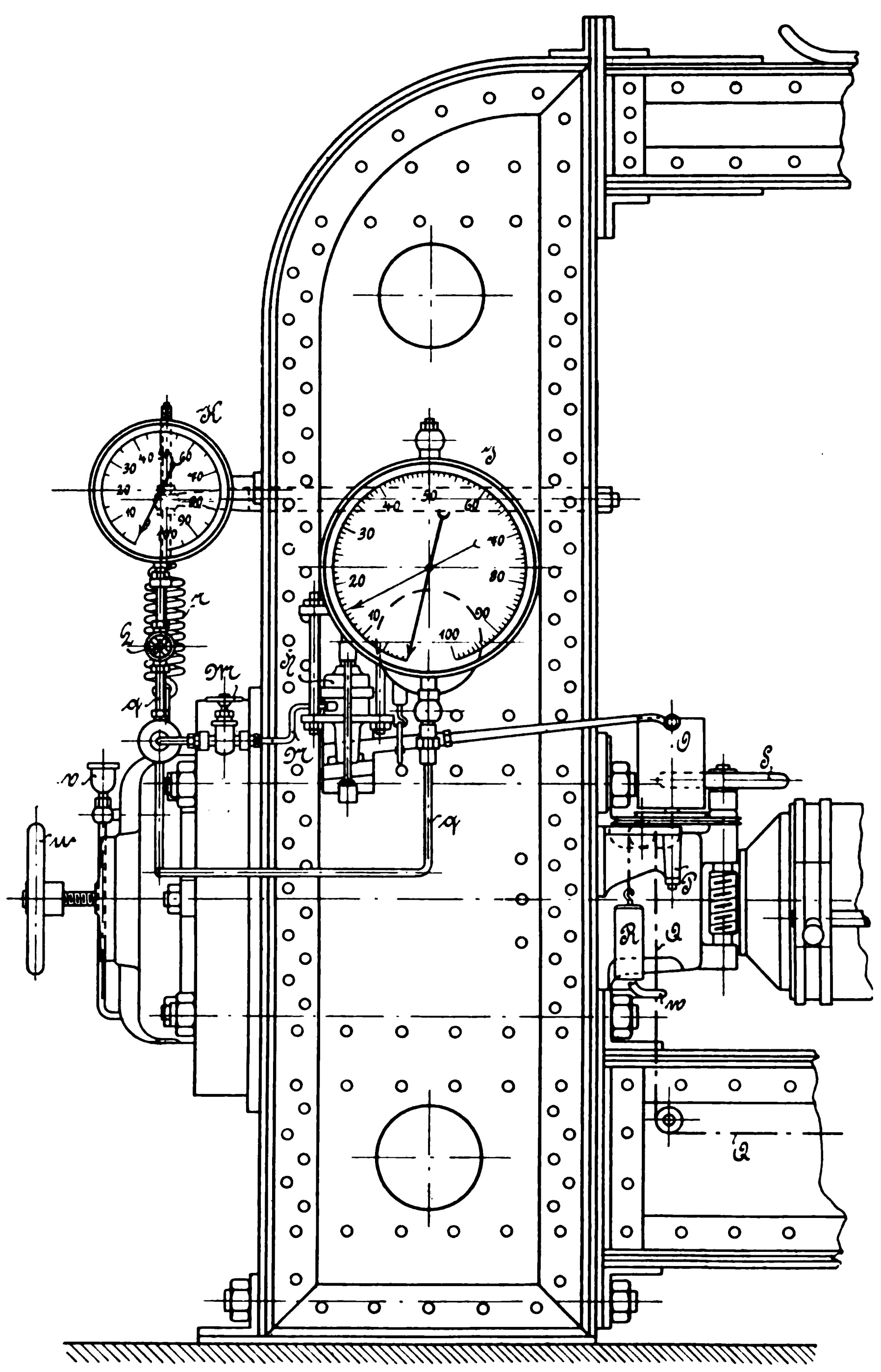


Fig. 51. Kraftmesser (Ansicht.)



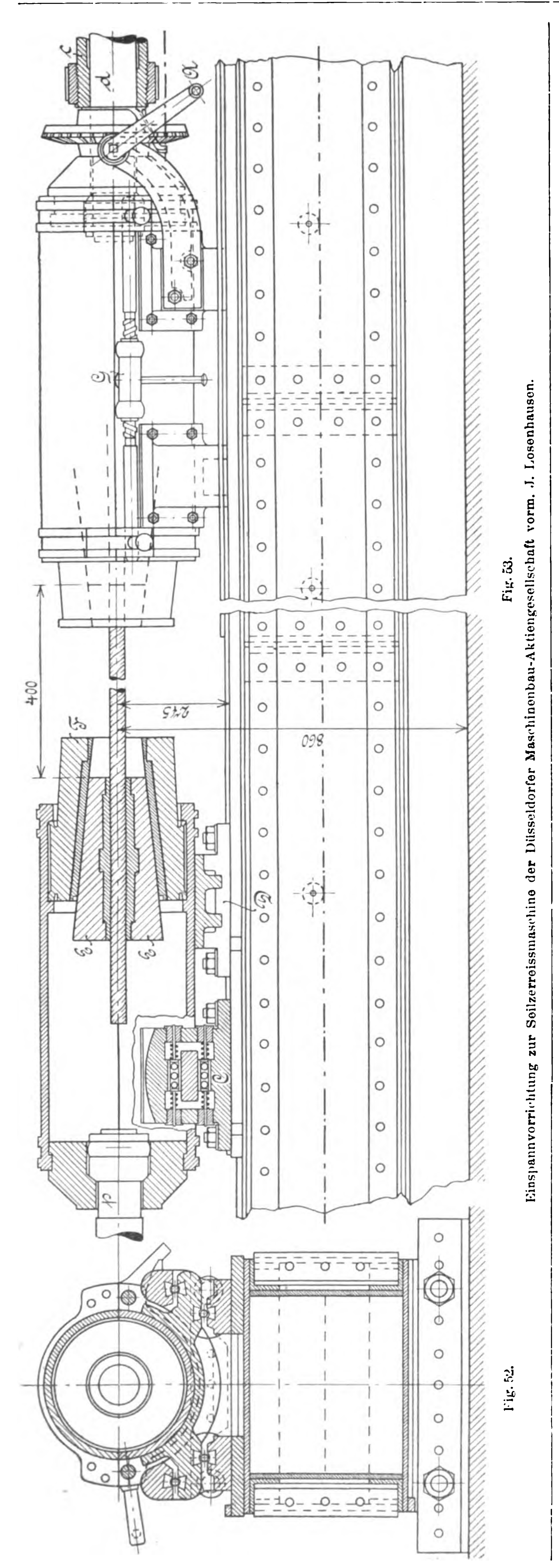


Fig. 52.

Fig. 53. Einspannvorrichtung zur Seilzerreissmaschine der Düsseldorfer Maschinenbau-Aktiengesellschaft vorm. J. Losenhausen.

in der Messdose abzulesen ist (s. Fig. 51), welcher durch die mittels des Rundstabes *p* auf den Kolben *k* übertragene Belastung der Probe erzeugt wird. Um diese Kraftübertragung möglichst zwanglos zu gestalten, ist der Stab *p* sowohl an den Kolben *k* als auch rechts an die Seileinspannvorrichtung mit Kugelkopf angeschlossen. Die in dem hohlen Kolben *k* liegende Feder *t*, die an dem Handrade *u* durch eine Druckschraube gespannt wird, hält den Stabkopf stets in Anlage an den Kolben und erzeugt zugleich eine Anfangsspannung in der Messdose, bei der der Manometerzeiger auf die Nullmarke der Kreisteilung eingestellt wird.

Die Führungsstellen des Kolbens in den Ringen *n* und *o* sind durch umlaufendes Oel geschmiert. Letzteres gelangt aus hochstehenden Gefässen (Fig. 51) durch die Rohre *v* und *w* unten in die Führungsringe, umspült die Führungsflächen in Rillen und kann oben durch die Hähne *x* und *y* abgelassen werden. Damit es nicht nach aussen entweicht, ist der Raum zwischen den Führungen mittels Klemmringen *z* und ringförmiger Gummischeibe abgeschlossen.

Fig. 51 zeigt eine Seitenansicht zu dem Schnitt Fig. 49 mit der Anordnung des Schreibapparates. Die von der Hauptmessdose *i* (Fig. 49) der Maschine kommende Leitung *q* führt zu den beiden Manometern *J* und *K*. Ersteres ist das Gebrauchsmanometer für die Lastbeobachtung, während *K* als Kontrollmanometer dient und durch das Ventil *L* abzusperren ist. Unterhalb des letzteren zweigt das Rohr *N* ab. Es führt über das Absperrventil *M* zu der Messdose *H* des Schreibapparates (siehe Fig. 11, S. 378). Die Schreibtrommel *O* ist vom Bock *P* getragen. Der Kettenzug *Q*, durch das Gewicht *R* straffgehalten, führt zur Kolbenstange des Arbeitszylinders (s. Fig. 50). Durch ihn wird die Schreibtrommel entsprechend dem gesamten Kolbenweg gedreht. Diese Anordnung ist nicht zweckmässig, sie liefert fehlerhafte Schaubilder, indem nicht die Dehnung der Probe allein, sondern auch der Weg, um den die Einspannkeile sich beim Belasten in das Gehäuse hineinziehen, in Drehung der Trommel übertragen wird.

Um beim Bruch der Seilproben den Rückschlag der durch den Stab *p* mit der Messdose verbundenen Einspannvorrichtung abzufangen, ist die Schraube *T* (Fig. 49) angebracht. Sie ist mit Aussengewinde versehen, in das eine Schnecke (s. Fig. 51) eingreift, und wird vor dem Versuch an dem Handrade *S* so eingestellt, dass zwischen ihrer Stirnfläche und der Einspannvorrichtung nur ein geringer Zwischenraum bleibt. Nach dem Zerreissen sehr starker Seile wird der Zwischenraum auf Null gebracht, damit das Heraustreiben der Einspannkeile aus dem Gehäuse leicht vor sich geht.

Die Seileinspannvorrichtungen (Fig. 52 und 53) bestehen aus aufklappbaren Gehäusen (s. Fig. 48), von denen das eine durch den Stab *p* an die Messdose, das andere durch die Spindel *d* an den Kolben des hydraulischen Arbeitszylinders angeschlossen ist. Das erstere ruht, wie Fig. 52 und 53 zeigen, auf zwei Kugellagern *C* und *D*, so dass die erzeugte Seilspannung nahezu reibungsfrei auf die Messdose übertragen wird. Das zweite (rechte) Gehäuse gleitet um den Betrag der Dehnung des Seiles auf dem Unterteil des Maschinenrahmens.

Die Festlegung der Seilenden erfolgt mit Hilfe der Keile *E*, die in den ungeteilten konischen Hülsen *F* gleiten und deren Greifflächen nach Art der *Baumann*schen Seilklemmen mit Weissmetall ausgegossen sind.

Die Seile werden in das offene Gehäuse eingelegt.

Die Spannschraube *G* hält dann den Deckel beim Versuch geschlossen.

(Fortsetzung folgt).

Nicholsons Versuche mit Schnellschnittstählen.

Von Prof. **Pregél,** Chemnitz.

(Schluss von S. 542 d. Bd.)

In der Tab. X und Xa sind die Winkel der Schneidstähle angeführt, welche während der Versuche A bis H zur Anwendung gelangten.

$s = (\alpha + \varphi)$ ist der Schneidwinkel (Fig. 9) normal zur Drehungsachse des Werkstückes, welcher nur für die

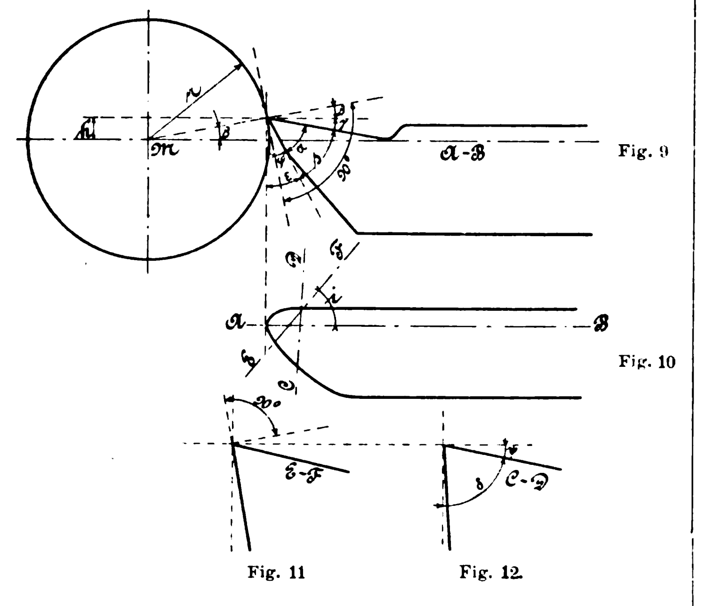


Fig. 9 Fig. 10 Fig. 11 Fig. 12

Scheitelstelle gilt, in welcher die Spanstärke von Null, im Bogendreieck bis zur Schaltungsstärke zunimmt. Der wirkliche Schneidwinkel, Spalte 137, liegt in der Ebene winkel β, Spalte 138, entsprechen, die bei der Bemessung der Brustwinkel in der Ebene $\overline{AB}$ (Fig. 9) zur Geltung kommen.

Mit dem Brustwinkel $(\beta + \gamma)$, Spalte 134, kann wieder der Schneidwinkel

$$s = 90 - (\beta + \gamma)$$

Spalte 133, bestimmt werden, während der seitliche Schneidwinkel

$$\delta = (90 - \psi)$$

Spalte 136 (Fig. 12) in die Ebene CD fällt, welcher mit dem Ende des Schnittbogens zusammenfallen sollte.

Die Länge des Schnittbogens mm, Spalte 140, hängt von der Spantiefe mm ab, und steigt von A $^1/_{16}''$ ∾ 4,5 mm auf, bei D $^3/_8''$ ∾ 15 mm im Maximum auf 22 mm an.

Demgemäss wechselt der lineare, wirkliche Schnittdruck kg/mm auf den Schnittbogen bezogen, Spalte 141, in Tab. X für Gusseisen II von 60 bis 160 kg/mm und für Stahl, Tab. Xa, zwischen 100 und 360 kg/mm nach Spalte 178, Tab. XII. Dieser spezifische lineare Schnittdruck kann aber in bezug auf den einzelnen Schnittbogen unmöglich konstant sein, sondern es wird entsprechend dem Bogendreieck des Spanquerschnittes, von der Scheitelstelle bis zum Spanrücken stetig zunehmen und seinen Grösstwert am Spanrücken erhalten.

Nach dem einfachen Proportionalitätsgesetz würde daher der höchste lineare Schnittdruck auf die Schneidkante für Gusseisen 2 . 160 = 320 kg/mm und für Stahl 2 . 360 = 720 kg/mm betragen, während der lineare

Gusseisen. Mittlere Schneidestahlwinkel. Stahl-Werkstück.

Fig. 13. Schneidwinkel s in Ebene F B. Fig. 16. Schneidwinkel s in Ebene A B.

Fig. 14. Wirklicher Schneidwinkel in Ebene E F.

Fig. 15. Seitlicher Schneidwinkel in Ebene C D.

Fig. 17. Wirklicher mittlerer Schneidwinkel in Ebene E F.

Fig. 18. Seitlicher Schneidwinkel in Ebene C D.

EF (Fig. 10 und 11), welche senkrecht zum Schnittbogen und annähernd in dessen Halbierungsstelle steht. Am Ende eines Versuches wurde derselbe nachgemessen und in Spalte 174 eingetragen. Von allgemeinem Interesse dürfte die bei diesen Versuchen gebrauchten Ueberhöhungen h mm, Spalte 139, sein, welchen die Ueberhöhungs- Schnittdruck kg/mm auf die Tiefe des Schnittes bezogen, bei Gusseisen II nach Tab. I D No. 59 auf 400 kg/mm, Spalte 5, steigt, bei Stahl VI nach Tab. G (No. 149/153) aber auf 750 kg/mm stehen bleibt.

Es ist nun sehr wahrscheinlich, dass im Gegensatz hierzu das umgekehrte Verhältnis bei spezifischem Flächen-

Tabelle X.

Winkelverhältnisse an den Schneidstählen.

131	132	133	134	135	136	137	138	139	140	141	142	143
Versuch-No.	Material	Schneidwinkel $s = (\alpha + \varphi)$ $s = 90 - (\beta + \gamma)$ ° ′	Brustwinkel $(\beta + \gamma)$ ° ′	Anstellungswinkel ε ° ′	Seitlicher Schneidwink. $\delta = 90 - \psi$	Wirkl. Schneidwinkel i. d. Ebene EF ° ′	Ueberhöhung $\overline{AB}$ β°	h mm	Länge des Schnittbogens $A' C'$	kg/mm	Schnittgeschwindigkeit mm/Sek.	Schneidstahl-Marke
					A) Spanquerschnitt $f = {}^1/_{16}'' \times {}^1/_{16}'' = 2{,}5$ qmm.							
165		71 12	18 48	8 32	— —	68 17	2 6	9,53	3,81	72	570	*S. B.*
161	I.	70 32	19 28	9 5	77 52	67 14	2 46	12,70	4,45	71	556	*Cm.*
170	Weiches Gusseisen	75 7	14 53	10 30	71 40	70 25	2 53	12,70	5,08	59	545	*Fr.*
171		74 49	15 11	11 35	81 45	73 47	2 11	9,53	5,59	48	545	*Br.*
167	$\gamma = 7{,}1$ gr/ccm	80 47	9 13	9 45	86 0	80 5	1 23	6,35	4,45	44	520	*A. W.*
Mittel		**74 30**	**15 25**	**9 50**	**79 15**	**72 0**	**2 15**	**10,15**	**4,68**	**59**	**547**	
50		77 20	12 40	8 36	82 12	75 57	3 26	12,70	3,81	160	316	*Br.*
48	II.	77 35	12 25	8 51	85 42	76 53	2 30	9,53	4,32	99	304	*S. D.*
46	Mittelhartes Gusseisen	70 21	13 39	9 35	78 0	73 35	3 44	14,30	6,35	58	290	*Fa.*
42		67 49	22 11	5 43	— —	67 10	4 50	19,05	3,05	90	264	*S. B.*
52	$\gamma = 7{,}2$ gr/ccm	80 46	9 14	5 21	88 30	80 40	— —	—	5,08	79	258	*A. W.*
Mittel		**74 45**	**14 0**	**7 40**	**83 35**	**74 50**	**3 40**	**13,90**	**4,52**	**97**	**286**	
113		76 9	13 51	11 19	84 17	74 47	2 32	6,35	5,08	63	196	*Br.*
111	III.	78 51	11 9	9 56	81 50	76 46	1 14	3,18	5,08	87	195	*S. D.*
121	Hartes Gusseisen	76 59	13 1	7 50	75 57	72 37	0 41	1,56	5,59	121	190	*Os.*
107		83 35	6 25	8 32	87 10	83 35	— —	—	—	—	185	*A. W.*
117	$\gamma = 7{,}3$ gr/ccm	78 9	11 51	11 19	78 41	75 3	2 37	6,35	5,08	97	183	*Fa.*
Mittel		**78 45**	**11 15**	**9 45**	**81 35**	**76 35**	**2 0**	**4,36**	**5,21**	**92**	**190**	
					B) Spanquerschnitt $f = {}^3/_{16}'' \times {}^1/_{16}'' = 7{,}5$ qmm.							
169		72 6	17 51	10 46	74 10	67 29	2 31	11,13	10,67	51	507	*Fr.*
168	I.	80 19	9 41	9 45	86 40	80 19	1 30	6,35	10,16	36	454	*A. W.*
164	Weiches Gusseisen	75 54	14 6	8 15	72 30	68 36	2 6	9,53	9,53	34	432	*Os.*
162		71 48	18 12	13 55	78 41	69 50	2 49	12,70	8,89	52	420	*Cm.*
160	$\gamma = 7{,}1$ gr/ccm	80 46	9 14	6 0	87 38	81 29	1 45	7,95	8,89	54	362	*S. D.*
Mittel		**76 10**	**13 50**	**9 45**	**79 55**	**73 35**	**2 10**	**9,53**	**9,63**	**46**	**435**	
49		73 25	16 35	7 48	81 15	74 5	2 33	9,53	9,14	99	260	*S. D.*
45	II.	75 54	14 6	8 54	80 48	73 8	4 52	19,05	9,65	62	254	*Os.*
43	Mittelhartes Gusseisen	— —	— —	8 11	— —	— —	4 56	19,05	8,38	81	250	*S. B.*
47		74 4	15 56	11 30	78 30	71 22	3 14	12,70	10,16	84	225	*Fr.*
53	$\gamma = 7{,}2$ gr/ccm	78 21	11 39	4 45	88 55	79 23	— —	—	10,16	114	205	*A. W.*
Mittel		**75 25**	**14 35**	**8 15**	**82 20**	**74 30**	**3 50**	**15,10**	**9,50**	**88**	**239**	
110		76 28	13 32	19 20	75 20	73 46	1 52	4,78	8,89	67	162	*Cm.*
114	III.	76 4	13 56	11 19	82 52	75 23	2 37	6,35	10,16	119	155	*Br.*
108	Hartes Gusseisen	76 38	13 22	9 56	88 55	84 18	— —	—	9,53	77	154	*A. W.*
112		76 45	13 15	9 56	83 55	75 23	1 15	3,18	9,14	128	153	*S. D.*
122	$\gamma = 7{,}3$ gr/ccm	80 48	9 12	10 37	71 20	71 35	0 44	1,65	12,70	74	150	*Os.*
Mittel		**77 20**	**12 40**	**12 15**	**80 30**	**76 5**	**1 40**	**4,00**	**10,10**	**93**	**155**	

druck kg/qmm stattfindet, dass also der grösste Druck an der Scheitelstelle, dagegen der kleinste Flächendruck wegen der grösseren Flächenentwicklung des Spanquerschnittes am Spanrücken eintreten dürfte.

Wird dem das Verhältnis 3 : 1 zugrunde gelegt, so entstände an der Scheitelstelle des Schneidstahls ein Flächendruck, der mindestens dreimal, wenn nicht fünfmal so gross als der normale mittlere, Spalte 5, ist.

In Tab. XI sind Einzelversuche für kleinsten, wirklichen Schneidwinkel und nach dem Werkstückmaterial Gusseisen I bis III und Stahl IV bis VI geordnet und nach dem Spanquerschnitt f qmm gruppiert, angegeben.

Hieraus erkennt man nicht, wie das Verhalten des Schneidwinkels zur spezifischen mechanischen Arbeit sich stellt, da die Beschaffenheit des Materials einen wesentich grösseren Einfl uss auf die spezifische mechanische Arbeit besitzt als die Grösse des Schneidwinkels. So ist nach Tab. XI für Stahl IV B No. 4 der Schneidwinkel 60° und die mechanische Arbeit 21 600 mkg/Std. kg, während für V B No. 88 der Schneidwinkel 65° beträgt, wobei die mechanische Arbeit blos 20 200 mkg/kg ausmacht.

Besonders auffällig tritt diese Abweichung nach Tab. XI in den beiden Fällen II D No. 65 und III D No. 188 hervor, wo Schneidwinkel 70 und 73°, spezifischer Schnittdruck 88 und 130 kg/qmm, spezifischer Effekt 11 und 12 mkg Sek./qmm, spezifische mechanische Arbeit 23 000 und 15 000 mkg/Std. kg sind.

Hiernach ist der Schluss berechtigt, dass für mittelhartes Gusseisen der wirkliche Schneidwinkel von 70° entschieden zu klein ist, während derselbe nach dem Ver-

Tabelle X (Fortsetzung).

131	132	133	134	135	136	137	138	139	140	141	142	143
Versuch-No.	Material	Schneidwinkel $s = (\alpha + \varphi)$ $s = 90 - (\beta + \gamma)$ ° ′	Brustwinkel $(\beta + \gamma)$ ° ′	Anstellungswinkel ε ° ′	Seitlicher Schneidwink. $\delta = 90 - \psi$	Wirkl. Schneidwinkel i. d. Ebene EF ° ′	Ueberhöhung AB β°	Ueberhöhung AB h mm	Länge des Schnittbogens $A'C'$	kg/mm	Schnittgeschwindigkeit mm/sek.	Schneidstahl-Marke
	C) Spanquerschnitt $f = {}^3/_{16}'' \times {}^1/_8'' = 15$ qmm.											
182		79 19	10 41	7 50	86 45	78 37	2 30	9,53	11,43	115	337	*A. W.*
179	I.	74 24	15 36	15 55	70 10	66 4	3 56	15,88	13,21	89	326	*Fr.*
177	Weiches Gusseisen	71 5	18 55	7 42	— —	68 26	1 34	6,35	11,94	90	316	*S. B.*
186		70 10	19 50	3 0	82 52	72 47	1 50	6,35	11,43	103	310	*S. D.*
175	$\gamma = 7{,}1$ gr/ccm	73 3	16 57	10 46	72 15	67 46	2 14	9,53	10,67	91	296	*Os.*
Mittel		**73 35**	**16 25**	**9 0**	**73 0**	**70 45**	**2 25**	**9,5**	**11,8**	**98**	**320**	
66		70 48	19 12	9 14	75 58	68 9	1 51	6,35	8,38	174	186	*S. D.*
62	II.	71 1	18 59	12 40	73 57	68 24	3 36	12,70	11,43	150	175	*Fr.*
68	Mittelhartes Gusseisen	78 52	11 8	6 27	72 0	75 25	1 54	6,35	9,53	179	175	*Os.*
58		79 13	10 47	6 35	86 17	79 13	0 52	3,18	11,43	139	169	*A. W.*
56	$\gamma = 7{,}2$ gr/ccm	73 56	16 4	10 37	— —	78 6	4 4	15,88	7,62	220	162	*Cm.*
Mittel		**74 45**	**15 15**	**9 10**	**77 5**	**73 50**	**2 25**	**9,0**	**9,7**	**172**	**170**	
129		75 29	14 31	11 19	80 4	74 8	0 49	1,56	13,21	134	127	*Cm.*
127	III.	78 37	11 23	10 37	79 44	76 33	0 46	1,56	9,91	182	126	*S. D.*
118	Hartes Gusseisen	71 53	18 7	11 39	76 18	76 18	3 24	7,95	10,67	143	125	*Fr.*
125		80 46	9 14	8 32	87 10	82 10	— —	—	10,41	173	107	*A. W.*
115	$\gamma = 7{,}3$ gr/ccm	77 30	12 30	14 3	83 55	77 30	2 35	6,35	9,65	155	103	*Br.*
Mittel		**76 50**	**13 10**	**11 15**	**81 25**	**77 20**	**1 55**	**4,4**	**10,8**	**138**	**120**	
	D) Spanquerschnitt $f = {}^3/_8'' \times {}^1/_8'' = 30$ qmm.											
180		74 16	15 44	14 20	74 53	69 14	4 4	13,21	17,02	144	270	*Fr.*
184	I.	72 41	17 19	10 10	84 0	76 24	1 16	4,78	16,76	139	270	*Br.*
187	Weiches Gusseisen	73 39	16 21	4 20	84 50	73 39	0 58	3,18	17,02	110	266	*S. D.*
178		69 42	20 18	7 25	— —	67 48	1 38	6,35	16,51	98	250	*S. B.*
174	$\gamma = 7{,}1$ gr/ccm	76 20	13 40	10 46	79 14	71 34	3 3	12,70	15,24	115	223	*Cm.*
Mittel		**73 0**	**16 40**	**9 25**	**65 40**	**71 45**	**2 15**	**8,1**	**16,5**	**121**	**260**	
59		81 19	8 44	5 10	88 0	81 19	— 51	3,18	15,50	246	140	*A. W.*
67	II.	73 20	16 40	9 14	76 18	70 42	1 57	6,35	13,46	242	130	*S. D.*
61	Mittelhartes Gusseisen	76 6	13 54	12 0	84 18	75 25	1 54	7,11	15,50	242	128	*Br.*
65		77 26	12 34	8 35	— —	70 6	— 54	3,18	16,76	157	124	*S. B.*
63	$\gamma = 7{,}2$ gr/ccm	73 33	16 27	12 0	75 17	67 31	5 8	19,05	16,26	171	112	*Fr.*
Mittel		**76 20**	**13 40**	**9 25**	**80 45**	**73 0**	**2 10**	**7,8**	**15,5**	**212**	**130**	
128		80 12	9 48	7 8	81 28	76 45	— 55	1,56	17,15	153	100	*S. D.*
188	III.	72 21	17 39	7 28	— —	73 1	3 37	6,35	22,23	136	94	*A. W.*
130	Hartes Gusseisen	84 18	5 42	10 58	80 46	77 40	— —	—	16,76	153	92	*Cm.*
126		81 28	— 32	7 50	90 —	85 —	— —	—	17,15	142	90	*A. W.*
116	$\gamma = 7{,}3$ gr/ccm	74 31	15 29	12 41	82 52	74 31	2 48	6,35	15,50	130	87	*Br.*
Mittel		**78 30**	**9 50**	**9 15**	**83 45**	**77 25**	**2 30**	**4,8**	**17,8**	**143**	**90**	

such No. 180, also nach I D No. 180 zu urteilen, für weiches Gusseisen richtig getroffen worden ist, weil die Schnittdauer wie in II D No. 65 und III D No. 188 je 30 Minuten betragen hat.

Im allgemeinen kann als richtig angenommen werden, dass die durch die Spanreibung verursachten Widerstände mit kleinerem Schneidwinkel zunehmen, dass hingegen die durch die Abscherung der Spanelemente bedingten Widerstände mit grösserem Schneidwinkel wachsen. Es ist daher berechtigt, die mechanischen Effekte auf mittlere Schneidstahlwinkel zu beziehen und dadurch passende Vergleichungen zu ermöglichen.

In der Tab. XII ist die Zusammenstellung der Winkelmittelwerte durchgeführt und der spezifische mechanische Effekt Sek. mkg/qmm darauf zurückgeführt.

Aus dieser Tab. XII ersieht man, dass durchgehends die wirklichen Schneidwinkel für Gusseisen I kleiner als für III sind, Spalte 173; dass jedoch diese Annahme bei Stahl nur ausnahmsweise zutrifft, in einem einzelnen Falle sogar E IV > E VI wird, so dass $74^0\ 35 > 69^0\ 20$ mittlerer Schneidwinkel für weichen bezw. harten Stahl ist.

Es ist weiter in Tab. XII bei G IV = G VI nach Spalte 173 der Schneidwinkel $70^0\ 15' = 70^0\ 0'$.

Daraus könnte gefolgert werden, dass der Einfluss der Grösse des Schneidwinkels bei Stahl ganz und gar zurücktritt.

Ganz anders tritt der spezifisch mechanische Effekt mkg Sek./qmm in die Erscheinung, welcher nach Spalte 180 stets

I > III bezw. IV > VI

Tabelle Xa.

Winkelverhältnisse an den Schneidstählen.

144	145	146	147	148	149	150	151	152	153	154	155	156	157
Versuch-No.	Material	Schneidwinkel $s = (\alpha + \varphi)$ $s = 90 - (\beta + \gamma)$ ° '	Brustwinkel $(\beta + \gamma)$ ° '	Anstellungswinkel ε ° '	Seitlicher Schneidwink. $\vartheta = 90 - \varphi$	Wirklicher Schneidwinkel i. d. Ebene EF a. Beginn ° '	am Ende ° '	Ueberhöhung $\overline{AB}$ β^0	h mm	Länge des Schnittbogens $A'C'$	kg/mm	Schnittgeschwindigkeit mm/Sek.	Schneidstahl-Marke
E) Spanquerschnitt $f = {}^1/_{16}'' \times {}^1/_{16}'' = 2,5$ qmm normal.													
13	IV.	73 41	16 19	9 56	87 10	69 42	68 21	1 39	7,12	4,83	77	760	*Cm.*
11	Weicher Stahl	80 1	9 59	10 37	80 17	78 4	77 0	0 37	2,54	5,08	77	673	*V. M.*
5		81 20	8 40	12 25	79 30	80 30	78 40	— —	—	5,84	93	652	*Fr.*
15	$\gamma = 7,85$ gr/ccm	74 11	15 40	16 3	80 4	71 16	71 16	0 44	4,70	4,32	120	632	*S. D.*
3		77 30	12 21	10 45	70 57	73 26	73 26	3 49	17,50	5,84	82	580	*Os.*
Mittel		**77 20**	**12 35**	**12 0**	**79 35**	**74 35**	**73 45**	**1 40**	**8,0**	**5,2**	**90**	**660**	
79	V.	76 49	13 11	12 0	78 30	69 6	67 23	2 34	9,50	5,08	57	556	*A. W.*
81	Mittelharter Stahl	70 12	19 48	16 40	75 0	65 34	63 19	6 26	25,40	5,08	87	535	*Fr.*
89		71 20	18 40	11 20	82 10	69 42	64 37	5 18	19,10	4,06	108	535	*Cm.*
91	$\gamma = 7,85$ gr/ccm	66 10	23 50	8 30	72 0	62 46	61 51	4 4	15,90	4,32	89	535	*S. B.*
83		74 32	15 28	12 40	78 0	68 37	62 51	4 8	15,90	4,45	104	520	*Br.*
Mittel		**71 50**	**18 15**	**12 15**	**77 10**	**67 10**	**63 50**	**4 30**	**17,2**	**4,6**	**89**	**530**	
143	VI.	63 6	26 54	7 8	— —	67 26	66 44	3 16	9,53	5,59	96	303	*S. B.*
135	Harter Stahl	76 17	13 43	13 22	73 18	69 54	64 29	3 6	9,53	4,06	180	300	*S. D.*
137		72 10	17 50	10 37	80 46	70 50	70 50	3 7	9,53	4,45	151	296	*Cm.*
141	$\gamma = 7,85$ gr/ccm	71 5	18 55	14 2	72 40	65 25	— —	5 55	17,50	6,86	80	286	*Os.*
139		74 5	15 55	10 58	84 0	72 44	64 21	3 14	9,53	5,08	104	267	*A. W.*
Mittel		**71 20**	**18 40**	**11 15**	**77 40**	**69 20**	**66 35**	**3 45**	**11,1**	**5,2**	**122**	**290**	
F) Spanquerschnitt $f = {}^3/_{16}'' \times {}^1/_{16}'' = 7,5$ qmm.													
2	IV.	70 38	19 42	10 0	80 0	61 34	60 3	5 37	25,40	8,64	142	566	*A. W.*
10	Weicher Stahl	67 4	22 56	7 10	70 12	64 4	64 4	2 56	12,70	12,70	94	550	*S. B.*
12		82 35	7 25	13 42	84 56	77 5	75 20	0 35	2,54	9,40	136	543	*V. M.*
6	$\gamma = 7,85$ gr/ccm	73 3	16 57	7 13	85 57	73 3	65 25	5 37	25,40	10,40	109	477	*Fr.*
4		75 20	14 40	6 0	74 0	59 56	59 56	3 34	15,90	10,70	107	423	*Os.*
Mittel		**73 45**	**16 20**	**8 50**	**79 0**	**67 15**	**65 0**	**3 40**	**16,4**	**10,4**	**118**	**510**	
82	V.	69 12	20 48	15 20	78 0	65 19	65 19	6 26	25,40	9,65	108	416	*Fr.*
90	Mittelharter Stahl	71 12	18 48	11 20	82 50	66 4	61 50	5 26	19,10	8,89	139	408	*Cm.*
84		71 3	18 57	12 40	80 45	66 6	61 50	4 14	15,90	9,53	122	380	*Br.*
88	$\gamma = 7,85$ gr/ccm	72 18	17 42	12 50	70 0	65 4	61 34	5 1	19,10	11,20	102	360	*Os.*
80		74 51	15 9	9 50	79 20	72 32	67 42	2 28	9,53	9,53	123	344	*A. W.*
Mittel		**71 40**	**13 20**	**12 25**	**78 15**	**67 0**	**67 30**	**4 25**	**17,8**	**9,8**	**219**	**380**	
136	VI.	75 41	14 19	13 22	74 37	68 57	68 57	3 42	11,10	8,64	204	222	*S. D.*
144	Harter Stahl	64 50	25 10	6 46	— —	65 29	64 14	3 21	9,53	10,90	169	210	*S. B.*
132		67 28	22 32	12 41	72 20	61 30	— —	8 30	9,53	7,87	170	207	*Fr.*
138	$\gamma = 7,85$ gr/ccm	70 7	19 53	9 55	80 46	70 7	68 49	3 11	9,53	7,87	234	206	*Cm.*
140		74 40	15 20	9 55	84 18	74 21	68 0	3 20	9,53	8,89	198	204	*A. W.*
Mittel		**71 10**	**19 25**	**10 30**	**78 0**	**68 0**	**67 30**	**4 25**	**9,8**	**8,8**	**195**	**210**	

ist und auch wegen der weiter getriebenen Spanzerkleinerung

$$A > B > C > D \text{ für I, II bezw. III}$$

bezw. $E > F > G > H$ für IV, V bezw. VI

ausfällt.

So ist bei Gusseisen das Verhältnis

$$\frac{\text{I A}}{\text{I B}} = \frac{56}{26} \sim 2$$

und bei Stahl

$$\frac{\text{IV F}}{\text{IV H}} = \frac{90}{46} \sim 2 \text{ bezw. } \frac{\text{IV E}}{\text{IV G}} = \sim 2$$

Wären in diesen Fällen die Schnittgeschwindigkeiten in jedem einzelnen Verhältnis gleich, so wäre der Schluss auf die angeführte Annahme richtig.

Da aber in diesen beispielsweise angeführten Verhältnissen die Schnittgeschwindigkeiten nach Spalte 179 stark abweichen, der spezifische mechanische Effekt aber eine Funktion der Geschwindigkeit ist, so wird erst nach entsprechender Reduktion dieser Quozienten die Beziehung auf die Spanverkleinerung hervortreten. Die Geschwindigkeitsverhältnisse sind aber:

$$\frac{\text{I A}}{\text{I B}} = \frac{550}{440} = \frac{5}{4},$$

$$\frac{\text{IV F}}{\text{IV H}} = \frac{510}{250} = 2$$

und

$$\frac{\text{IV E}}{\text{IV G}} = \frac{660}{350} \sim \frac{11}{6}.$$

Werden nun die reziproken Werte der Geschwindig-

Tabelle Xa (Fortsetzung).

144	145	146	147	148	149	150	151	152	153	154	155	156	157
Versuch-No.	Material	Schneidwinkel $s = (\alpha + \varphi)$ $s = 90 - (\beta + \gamma)$ ° '	Brustwinkel $(\beta + \gamma)$ ° '	Anstellungswinkel ε ° '	Seitlicher Schneidwink. $\delta = 90 - \psi$	Wirklicher Schneidwinkel i. d. Ebene EF a. Beginn ° '	am Ende ° '	Ueberhöhung AB β°	h mm	Länge des Schnittbogens $A'C'$	kg/mm	Schnittgeschwindigkeit mm/sek.	Schneidstahl-Marke
	G) Spanquerschnitt $f = {}^3/_{16}'' \times {}^1/_8'' = 15$ qmm.												
38		69 10	20 50	10 36	82 12	68 25	60 30	7 30	26,3	10,70	221	377	*A. W.*
27	IV.	80 54	9 6	8 10	76 0	72 19	69 15	2 41	11,1	11,20	226	372	*Os.*
35	Weicher Stahl	72 40	17 20	0 12	82 50	71 28	65 28	5 50	22,2	11,70	209	340	*Fr.*
40		72 38	17 22	12 0	80 48	69 14	60 48	5 22	19,1	8,13	257	324	*Br.*
29	$\gamma = 7,85$ gr/ccm	73 46	16 14	15 25	78 40	70 2	62 4	6 18	25,4	8,64	297	312	*Cm.*
Mittel		**73 50**	**16 15**	**9 15**	**76 10**	**70 15**	**63 35**	**5 30**	**20,8**	**10,1**	**242**	**350**	
94		68 9	21 51	7 10	70 40	63 14	62 14	4 36	15,90	10,20	225	276	*S. B.*
97	V.	76 33	13 27	16 42	73 20	63 10	63 10	2 50	9,53	10,20	242	263	*Fr.*
105	Mittelharter Stahl	73 31	16 29	5 0	81 30	72 4	66 15	1 46	4,78	10,70	246	262	*S. D.*
103		69 32	20 28	14 42	70 10	62 15	61 10	5 45	15,90	11,40	207	254	*Os.*
95	$\gamma = 7,85$ gr/ccm	74 26	15 34	10 0	80 45	71 50	67 50	2 53	9,53	9,53	290	247	*A. W.*
Mittel		**72 25**	**17 30**	**10 45**	**75 20**	**66 30**	**64 10**	**3 35**	**11,1**	**10,4**	**240**	**260**	
149		79 24	10 36	12 58	80 46	75 55	— —	3 28	9,53	9,9	362	166	*Cm.*
153	VI.	74 49	15 11	9 2	84 48	74 8	79 41	3 11	7,95	10,2	351	157	*A. W.*
155	Harter Stahl	69 11	20 49	7 5	— —	69 11	62 21	2 49	6,35	10,7	281	156	*S. B.*
157		68 20	21 40	11 35	71 30	61 23	— —	5 37	12,70	12,2	239	153	*Fr.*
151	$\gamma = 7,85$ gr/ccm	75 6	14 54	7 25	71 55	69 4	— —	3 35	9,53	10,2	300	152	*Os.*
Mittel		**73 20**	**14 40**	**9 35**	**77 15**	**70 0**	**71 0**	**3 45**	**9,2**	**10,6**	**306**	**160**	
	H) Spanquerschnitt $f = {}^3/_8'' \times {}^1/_8'' = 30$ qmm.												
39		70 14	19 46	8 36	82 12	67 34	61 0	7 2	25,4	15,7	278	278	*A. W.*
36	IV.	74 39	15 21	10 30	81 24	71 45	67 45	6 45	25,4	19,6	228	268	*Fr.*
41	Weicher Stahl	72 21	17 36	12 42	80 48	68 24	60 14	5 36	19,1	15,7	313	260	*Br.*
28		77 45	12 15	10 38	70 40	66 34	63 14	4 46	19,1	16,5	272	250	*Os.*
34	$\gamma = 7,85$ gr/ccm	63 27	26 33	11 20	85 0	61 37	61 37	5 58	22,2	11,7	523	195	*S. D.*
Mittel		**71 40**	**18 20**	**10 50**	**80 0**	**67 10**	**62 45**	**6 0**	**22,2**	**15,8**	**343**	**250**	
96		74 18	15 42	11 20	82 50	70 49	60 49	3 1	9,53	14,6	343	200	*A. W.*
106	V.	71 0	19 0	7 10	80 45	69 32	63 22	1 38	3,18	14,6	304	197	*S. D.*
104	Mittelharter Stahl	67 43	22 17	14 2	72 0	63 6	61 10	6 54	20,70	16,5	284	190	*Os.*
98		71 14	18 46	10 36	71 20	67 47	65 40	4 3	12,70	19,1	243	186	*Fr.*
93	$\gamma = 7,85$ gr/ccm	65 8	24 52	7 30	68 10	58 24	58 24	4 32	15,90	17,1	277	184	*S. B.*
Mittel		**69 40**	**20 10**	**10 5**	**75 0**	**66 0**	**61 55**	**4 0**	**12,4**	**16,4**	**290**	**190**	
154		75 39	14 1	9 55	75 30	73 55	67 56	3 24	7,95	14,2	488	106	*A. W.*
158	VI.	71 57	18 3	13 46	70 35	63 28	— —	5 22	12,70	19,6	369	103	*Fr.*
146	Harter Stahl	71 47	18 13	10 40	80 8	69 6	— —	4 51	14,30	14,0	556	102	*Br.*
150		78 7	11 53	11 20	78 40	73 16	71 55	4 3	9,53	15,2	437	102	*Cm.*
152	$\gamma = 7,85$ gr/ccm	76 55	13 5	7 25	72 0	68 52	65 43	2 28	6,35	16,5	363	102	*Os.*
Mittel		**75 0**	**15 5**	**10 40**	**69 25**	**69 45**	**68 30**	**4 0**	**10,2**	**15,9**	**413**	**100**	

keitsquozienten mit den früheren Effektquozienten multipliziert, so entstehen Werte, die bei Vergleichung des mechanischen Effektes zur Spanverkleinerung dienen könnten. Es wäre alsdann:

$$\frac{\text{I A}}{\text{I B}} = \frac{4}{5} \cdot 2 = \frac{8}{5} = 1,6$$

$$\frac{\text{IV F}}{\text{IV H}} = \frac{1}{2} \cdot 2 = 1$$

$$\frac{\text{IV E}}{\text{IV G}} = \frac{6}{11} \cdot 2 = \frac{12}{11} = 1,1.$$

Die Spanverkleinerung B = 7,5 qmm auf A = 2,5 qmm würde daher bei weichem Gusseisen I einen mechanischen Effekt beanspruchen, der 1,6 mal so gross ist, als bei B = 7,5 qmm Spanquerschnitt. Dagegen wäre eine Effektverstärkung bei Stahl IV und H = 30 qmm auf F = 7,5 qmm nicht erforderlich, während bei einer Spanzerteilung bei Stahl von 15 auf 2,5 qmm im Falle $\frac{\text{IV E}}{\text{IV G}} = 1,1$ nur eine kleine Steigerung des Effektes in die Erscheinung tritt.

In den Fig. 13 bis 18 sind nach Tabellen XII die Schneidstähle für Gusseisen und Stahlwerkstücke für mittlere Winkelwerte gezeichnet.

Dagegen folgen aus den Gruppenmitteln der Tab. XII folgende Grenzwinkel in Spalte 173:

Wirkliche Schneidwinkel für Gusseisen:
C I = 70° 45′ bez. D III = 77° 25′.

Wirkliche Schneidwinkel für Stahl:
H V = 66° 0′ bez. E IV = 74° 35′.

Tabelle XI.

Einzelversuche für kleinsten Schneidwinkel und grösste Geschwindigkeit.

158	159	160	161	162	163	164	165
		Gusseisen			Stahl		
		I. Weich	II. Mittelhart	III. Hart	IV. Weich	V. Mittelhart	VI. Hart

Normaler Spanquerschnitt $^1/_{16}'' \times {}^1/_{16}'' = 2{,}5$ qmm (s. Tab. I Reihe A und Tab. Ia E).

158	159	160	161	162	163	164	165
1	Versuch-No.	161	42	121	13	91	141
2	Wirklicher Schneidwinkel	**67° 15′**	**67° 10′**	**72° 40′**	**69° 40′**	**62° 45′**	**65° 25′**
3	Seitlicher Schneidwinkel δ	77 52	—	75 57	87 10	72 0	72 40
4	Anstellungswinkel ϵ	9 5	5 43	7 50	9 56	8 30	14 2
5	Brustwinkel $(\beta + \gamma)$	19 28	22 11	13 1	16 19	23 50	18 55
6	Ueberhöhungswinkel β	2 6	4 50	0 41	1 39	4 4	5 55
7	Ueberhöhung h mm	9,53	19,1	1,7	7,1	15,9	17,5
8	Schnittgeschwindigkeit mm/Sek	556	264	190	760	535	286
9	Spezifischer Schnittdruck kg/qmm	125	116	305	177	155	224
10	Spezifischer Effekt mkg/qmm	70	30	58	133	83	64
11	Schnittfläche qcm/Sek	8,8	4,2	3,0	11,7	8,5	4,5
12	Spangewicht kg/Stde	35,2	17,5	11,7	46,8	38,6	19,0
13	Spezifische mechan. Arbeit mkg/Stdkg	20 660	14 800	41 100	21 570	19 210	29 730

Normaler Spanquerschnitt $^3/_{16}'' \times {}^1/_{16}'' = 7{,}5$ qmm (s. Tab. I B und Ia F).

158	159	160	161	162	163	164	165
1	Versuch-No.	169	47	122	4	88	132
2	Wirklicher Schneidwinkel	**67° 30′**	**71° 20′**	**71° 35′**	**59° 55′**	**65° 5′**	**61° 30′**
3	Seitlicher Schneidwinkel δ	74 10	78 30	71 20	74 0	70 0	72 20
4	Anstellungswinkel ϵ	10 46	11 30	10 37	6 0	12 50	12 41
5	Brustwinkel $(\beta + \gamma)$	17 51	15 56	9 12	14 40	17 42	22 32
6	Ueberhöhungswinkel β	2 31	3 14	0 44	3 34	5 1	8 30
7	Ueberhöhung h mm	11,1	12,7	1,6	15,9	19,1	9,5
8	Schnittgeschwindigkeit mm/Sek	510	225	150	420	360	207
9	Spezifischer Schnittdruck kg/qmm	69	127	137	170	159	178
10	Spezifischer Effekt mkg/qmm	35,0	28,0	20,0	72,0	57,0	37,0
11	Schnittfläche qcm/Sek	8,0	3,6	2,4	6,6	5,7	3,3
12	Spangewicht kg/Stde	98	39	27	79	73	44
13	Spezifische mechan. Arbeit mgk/Stdkg	10 200	17 900	18 550	21 590	20 170	22 540

Normaler Spanquerschnitt $^3/_{16}'' \times {}^1/_8'' = 15$ qmm (s. Tab. I C und Ia G).

158	159	160	161	162	163	164	165
1	Versuch-No.	179	66	129	38	103	157
2	Wirklicher Schneidwinkel	**66° 5′**	**68° 10′**	**74° 10′**	**68° 25′**	**62° 15′**	**61° 25′**
3	Seitlicher Schneidwinkel δ	70 10	76 0	80 5	82 10	70 10	71 30
4	Anstellungswinkel ϵ	15 55	9 15	11 20	10 35	14 40	11 35
5	Brustwinkel $(\beta + \gamma)$	15 35	19 10	14 30	20 50	20 30	21 40
6	Ueberhöhungswinkel β	3 55	1 50	0 50	7 30	5 45	5 40
7	Ueberhöhung h mm	15,9	6,4	1,6	26,3	15,9	12,7
8	Schnittgeschwindigkeit mm/Sek	330	190	130	380	255	150
9	Spezifischer Schnittdruck kg/qmm	77	105	135	170	167	200
10	Spezifischer Effekt mkg/qmm	25	19	17	64	43	31
11	Schnittfläche qcm/Sek	10,3	5,9	4,0	11,7	8,1	4,8
12	Spangewicht kg/Stde	115	64	39	144	100	59
13	Spezifische mechan. Arbeit mkg/Stdkg	11 500	15 400	20 800	22 200	21 600	27 400

Normaler Spanquerschnitt $^3/_8'' \times {}^1/_8'' = 30$ qmm (s. Tab. I D und Ia H).

158	159	160	161	162	163	164	165
1	Versuch-No.	180	65	188	36	96	152
2	Wirklicher Schneidwinkel	**69° 15′**	**70° 5′**	**73° 0′**	**71° 45′**	**70° 50′**	**68° 50′**
3	Seitlicher Schneidwinkel δ	74 55	— —	— —	81 25	82 50	72 0
4	Anstellungswinkel ϵ	14 20	8 35	7 30	10 30	11 20	7 25
5	Brustwinkel $(\beta + \gamma)$	15 45	12 35	17 40	15 20	15 40	13 5
6	Ueberhöhungswinkel β	4 5	0 55	3 40	6 45	3 0	2 30
7	Ueberhöhung mm	13,2	3,2	6,4	25,4	9,5	6,4
8	Schnittgeschwindigkeit mm/Sek	270	125	95	270	200	100
9	Spezifischer Schnittdruck kg/qmm	82	88	130	188	185	205
10	Spezifischer Effekt mkg/qmm	22	11	12	51	37	21
11	Schnittfläche qcm/Sek	8,6	3,9	3,0	8,6	6,3	3,3
12	Spangewicht kg/Stde	200	90	66	182	150	84
13	Spezifische mechan. Arbeit mkg/Stdkg	12 000	23 100	15 200	23 700	24 000	23 200

Für die lineare Ueberhöhung h mm, Spalte 176, sind:

	Kleinstwerte:	Grösstwerte:
für Gusseisen . .	B III = 4 mm bez.	B II = 15 mm,
„ Stahl . . .	E IV = 8 „	„ H IV = 22 mm,

und Mittelwerte:

für Gusseisen . . . $h = 8{,}7 \backsim 9$ mm,

„ Stahl . . . . $h = 13{,}9 \backsim 14$ „

angenommen.

Tabelle XII.

Mittlere Schneidstahlwinkel.

166		167	168	169	170	171	172	173	174	175	176	177	178	179	180
Material		Spanquerschnitt f qmm	Gruppenzeichen aus Tab. I	Schneidwinkel s	Brustwinkel $(\beta + \gamma)$	Anstellwinkel ϵ	Seitlicher Schneidwinkel δ	Wirklicher Schneidwinkel		Ueberhöhung		Schnittbogen mm	Spezifisch. Druck kg/mm	Schnittgeschw. mm/Sek	Spezif. Effekt mkg/Sek / qmm
Art	Zustand			° ′	° ′	° ′	° ′	a. Beginn ° ′	am Ende ° ′	β ° ′	h mm				
Gusseisen.	I. Weich	2,5	A	74 30	15 25	9 50	79 50	72 0	—	2 15	10,2	4,7	59	550	56
	II. Mittelhart			74 45	14 0	7 40	83 35	74 50	—	3 40	13,9	4,5	97	290	51
	III. Hart			78 45	11 15	9 45	81 35	76 35	—	2 0	4,4	5,2	92	190	38
			Mittel	**76 0**	**13 30**	**9 5**	**81 40**	**74 30**	—	**2 40**	**9,5**	**4,8**	**83**	**343**	**48**
	I. Weich	7,5	B	76 10	13 50	9 45	79 55	73 35	—	2 10	9,5	9,6	46	440	26
	II. Mittelhart			75 25	14 35	8 15	82 20	74 30	—	3 50	15,1	9,5	88	240	29
	III. Hart			77 20	12 40	12 15	80 30	76 5	—	1 40	4,0	10,1	93	160	20
			Mittel	**76 20**	**13 40**	**10 5**	**80 55**	**74 45**	—	**2 25**	**10,9**	**9,7**	**76**	**280**	**25**
	I. Weich	15	C	73 35	16 25	9 0	73 0	70 45	—	2 25	9,5	11,8	98	320	23
	II. Mittelhart			74 45	15 15	9 10	77 5	73 50	—	2 25	9,0	9,7	172	170	20
	III. Hart			76 50	13 10	11 15	81 25	77 20	—	1 55	4,4	10,8	138	120	15
			Mittel	**75 0**	**15 0**	**9 50**	**77 10**	**74 0**	—	**2 15**	**7,6**	**10,8**	**136**	**203**	**19**
	I. Weich	30	D	73 10	16 40	9 25	65 40	71 45	—	2 15	8,1	16,5	121	260	18
	II. Mittelhart			76 20	13 40	9 25	80 45	73 0	—	2 10	7,8	15,5	212	130	17
	III. Hart			78 30	9 50	9 15	83 45	77 25	—	2 30	4,8	17,8	143	90	9
			Mittel	**76 0**	**13 25**	**9 20**	**76 45**	**74 0**	—	**2 20**	**6,9**	**16,6**	**159**	**160**	**15**
			Gesamtmittel	**75 50**	**13 50**	**9 40**	**79 10**	**74 20**	—	**2 25**	**8,7**	**10,5**	**114**	**246**	**27**
Stahl	IV. Weich	2,5	E	77 20	12 35	12 0	79 35	74 35	73 45	1 40	8,0	5,2	90	660	130
	V. Mittelhart			71 50	18 15	12 15	77 10	67 10	63 50	4 30	17,2	4,6	89	530	96
	VI. Hart			71 20	18 40	11 15	77 40	69 20	66 35	3 45	11,1	5,2	122	290	72
			Mittel	**73 30**	**16 30**	**11 50**	**78 10**	**70 20**	**68 0**	**3 20**	**12,1**	**5,0**	**100**	**493**	**100**
	IV. Weich	7,5	F	73 45	16 20	8 50	79 0	67 15	65 0	3 40	16,4	10,4	118	510	90
	V. Mittelhart			71 40	18 20	12 25	78 15	67 0	63 25	4 45	17,8	9,8	119	380	60
	VI. Hart			71 10	19 25	10 30	78 0	68 0	67 30	4 25	9,8	8,8	195	210	47
			Mittel	**72 10**	**18 0**	**10 30**	**78 25**	**67 25**	**65 20**	**4 20**	**14,7**	**9,7**	**144**	**367**	**66**
	IV. Weich	15	G	73 50	16 15	9 15	76 10	70 15	63 35	5 30	20,8	10,1	242	350	62
	V. Mittelhart			72 25	17 30	10 45	75 20	66 30	64 10	3 35	11,1	10,4	240	260	45
	VI. Hart			73 20	14 40	9 35	77 15	70 0	71 0	3 45	9,2	10,6	306	160	34
			Mittel	**73 10**	**16 10**	**9 55**	**76 15**	**68 55**	**66 15**	**4 20**	**13,7**	**10,4**	**263**	**253**	**47**
	IV. Weich	30	H	71 40	18 20	10 50	80 0	67 10	62 45	6 0	22,2	15,8	343	250	46
	V. Mittelhart			69 40	20 10	10 5	75 0	66 0	61 55	4 0	12,4	16,4	290	190	33
	VI. Hart			75 0	15 5	10 40	69 25	69 45	68 30	4 0	10,2	15,9	443	100	25
			Mittel	**72 10**	**17 50**	**10 30**	**74 50**	**67 40**	**67 40**	**4 40**	**14,9**	**16,0**	**360**	**180**	**35**
			Gesamtmittel	**72 45**	**17 10**	**10 40**	**77 00**	**68 35**	**66 50**	**4 10**	**13,9**	**10,3**	**217**	**324**	**62**
								67° 42′							

Kinetik und Kinetostatik des Schubkurbelgetriebes.

Von Dr. ing. **Hermann Meuth,** Karlsruhe.

(Fortsetzung von S. 538 d. Bd.)

Während der Umdrehung veränderlicher Widerstand im Kurbelkreis.

Im nachstehenden werden noch einige Fälle behandelt, in denen der Widerstand während einer Umdrehung nicht konstant ist. Zu diesen gehören die Pumpen für Gase und Flüssigkeiten. Der Verlauf des Widerstandes ist hier in gleicher Weise wie bei der Antriebsmaschine durch ein an der Arbeitsmaschine abgenommenes Indikatordiagramm gegeben. Die im vorhergehenden zugrunde gelegte Einzylinderdampfmaschine möge mit der Pumpe entweder derart gekuppelt sein, dass der Pumpenkolben auf der verlängerten Kolbenstange der Dampfmaschine sitzt oder dass die Pumpe durch ein besonderes Triebwerk von einer Kurbel der gemeinsamen Welle aus angetrieben wird. Ein weiterer Antrieb ist noch durch Zahnräder, Riemen oder Seile möglich. Hierbei bewirken jedoch die Spielräume zwischen den Zähnen, die Elastizität des Riemen- und Seilmaterials und das Rutschen auf den Scheiben, dass die Schwankungen der Geschwindigkeit bei der Antriebsmaschine und bei der Arbeitsmaschine nicht die gleichen sind.

Zur Bestimmung der Bewegungsverhältnisse führt man wieder die Tangentialkomponenten im Kurbelkreis



der treibenden und widerstehenden Kräfte ein. Ein Uebereinanderlegen der Tangentialdruckdiagramme (Fig. 10 und 13) lässt erkennen, dass sich die Schwankungen des tangentialen Dampfdruckes über den Widerstand des Kompressors gegenüber dem Fall eines konstanten Widerstandes bedeutend vergrössert haben. Durch gegenseitige Verschiebung beider Diagramme lässt sich der Kurbelwinkel feststellen (bei Zwillingsanordnung), bei welchem die Geschwindigkeitsschwankungen ein Minimum werden.

Zur Erzielung einer gleichmässigen Wasser- bezw. Luftlieferung muss die Gleichförmigkeit der Drehbewegung durch ein entsprechend schweres Schwungrad gesichert werden. In besonderen Fällen hat das Schwungrad noch eine weitere Aufgabe. Da nämlich bei Pumpen die Leistung eines Hubes konstant ist — für konstante Saug- und Druckhöhe —, so kann eine Vergrösserung oder Verringerung der Gesamtförderleistung nur durch Vermehrung oder Verminderung der in der Zeiteinheit stattfindenden Hübe erzielt werden. So erfordert z. B. die Gebläsemaschine für ein Stahlwerk bei geringem Windbedarf, oder eine Presswasserpumpe, wenn das Akkumulatorgewicht seine höchste Stellung erreicht hat, eine sehr geringe Umdrehungszahl der Maschine; dabei darf dieselbe aber nicht zum Stillstand kommen. Mit Rücksicht darauf ist die Schwungradgrösse so zu bemessen, dass für eine geringste Tourenzahl die Geschwindigkeit im Kurbelkreis über dem Wert 0 bleibt. *Radinger* weist nach,[44]) dass die Maschine zum Stillstand kommt, sobald der Ungleichförmigkeitsgrad, definiert durch $\delta = \frac{v_{max.} - v_{min.}}{v_m}$, den Wert 2 erreicht, sobald also die Schwankungen der Geschwindigkeit über ihren mittleren Wert so gross werden wie dieser selbst. Es tritt dann an einer Stelle die Geschwindigkeit 0 auf. Das würde aber voraussetzen, dass das arithmetische Mittel der Grenzgeschwindigkeiten mit dem mittleren Wert während einer Umdrehung zusammenfällt. Das ist im allgemeinen nicht der Fall.[45]) Aus diesem Grunde wird das Steckenbleiben schon bei etwas höherer Tourenzahl stattfinden, als es dem Ungleichförmigkeitsgrad $\delta = 2$ entspricht. Mit Hilfe unseres analytischen Ausdruckes für die Winkelgeschwindigkeit können wir leicht die Tourenzahl bestimmen, bei welcher die Geschwindigkeit $= 0$ wird, bezw. die Grösse des Trägheitsmomentes des Schwungrades angeben, welches eine geforderte geringste Tourenzahl zulässt, ohne dass die Maschine zum Stillstand kommt.

Wir untersuchen zunächst einen mit der Einzylinderdampfmaschine direkt gekuppelten Kompressor (Tandemanordnung).

Zu diesem Zwecke analysieren wir das in Fig. 13 dargestellte Tangentialdruckdiagramm eines Kompressors und erhalten

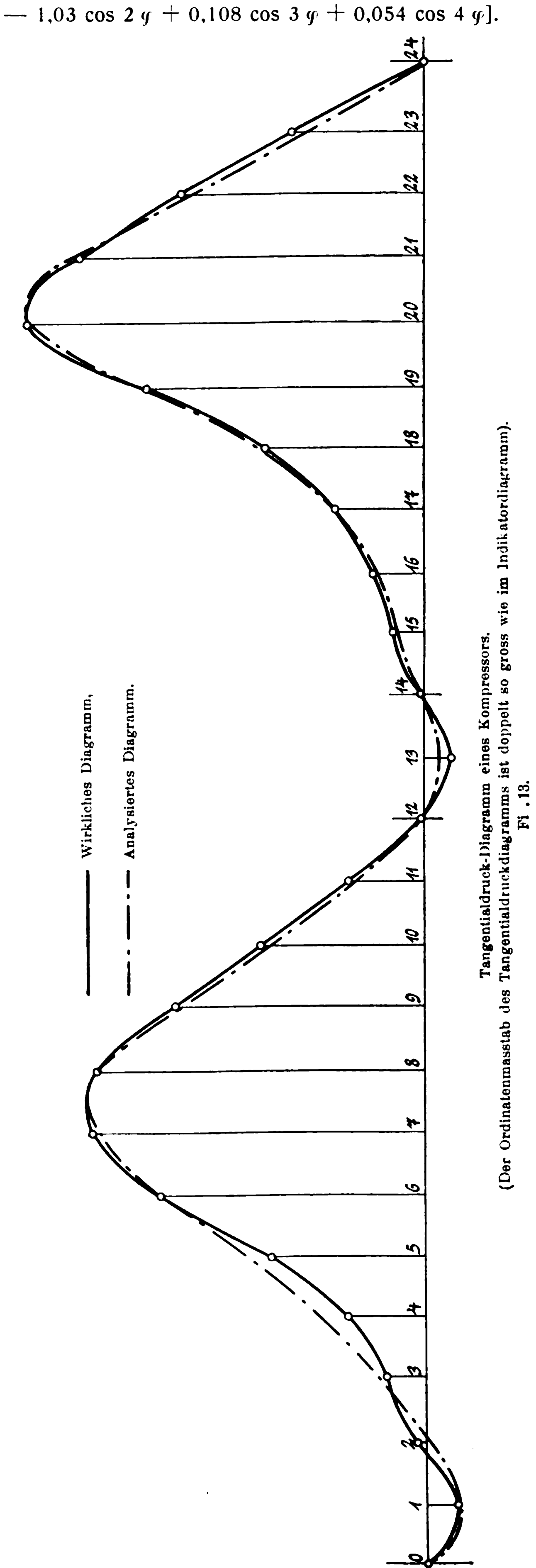
$$W = 4200 + 620 \cos\varphi - 3150 \cos 2\varphi - 620 \cos 3\varphi$$
$$- 1050 \cos 4\varphi + 140 \sin\varphi - 4200 \sin 2\varphi$$
$$- 840 \sin 3\varphi + 525 \sin 4\varphi.$$

Das Moment der äusseren Kräfte in bezug auf das Wellenmittel ist dann

$$Q = r(T - W) - [G_k k' + M_3 g r (1 - a)] \cos\varphi$$
$$= r T_m [- 0,138 \cos\varphi + 0,067 \cos 2\varphi - 0,146$$
$$\cos 3\varphi - 0,067 \cos 4\varphi + 0,09 \sin\varphi + 2,06 \sin 2\varphi$$
$$- 0,324 \sin 3\varphi - 0,218 \sin 4\varphi]$$

und

$$\int_0^\varphi Q\,d\varphi = r T_m [1,174 - 0,138 \sin\varphi - 0,034 \sin 2\varphi$$
$$- 0,049 \sin 3\varphi - 0,016 \sin 4\varphi - 0,09 \cos\varphi$$
$$- 1,03 \cos 2\varphi + 0,108 \cos 3\varphi + 0,054 \cos 4\varphi].$$



Tangentialdruck-Diagramm eines Kompressors.
(Der Ordinatenmasstab des Tangentialdruckdiagramms ist doppelt so gross wie im Indikatordiagramm).
Fi .13.

[44]) *Radinger*, Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit, S. 268.

[45]) siehe die Geschwindigkeitskurve in Fig. 11.

Aus der Energiegleichung folgt:

$$\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 = \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)_0^2 + \frac{2\,r\,T_m}{M\,r^2}\,[1{,}174 - (\text{periodische Glieder})]$$

worin M die auf den Kurbelzapfen reduzierte Masse der nur rotierenden Teile bedeutet; die hin- und hergehenden Massen können in dem vorliegenden Falle vernachlässigt werden. Den konstanten Betrag auf der rechten Seite setzen wir wieder gleich dem Quadrat der mittleren Geschwindigkeit; daher

$$\left(\frac{\pi\,.\,n}{30}\right)^2 = \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)_0^2 + \frac{2\,r\,T_m}{M\,r^2}\,.\,1{,}174\ ^{42})$$

Das Minimum der Geschwindigkeit fällt hier zusammen mit dem Punkte $\varphi = 0$, da sich dort die treibende

Deckelseite. Kurbelseite.

Indikator-Diagramm eines Kompressors.
Fig. 14.

und widerstehende Kraftkurve schneiden. Die Maschine bleibt stehen bei $\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)_0 = 0$. Man hat daher zur Bestimmung der kleinsten Tourenzahl bezw. des entsprechenden Trägheitsmomentes des Schwungrades die Beziehung

$$\left(\frac{\pi\,.\,n}{30}\right)^2 = \frac{2\,.\,r\,T_m}{M\,r^2}\,.\,1{,}174.$$

Führen wir noch statt des mittleren Tangentialdruckes die Arbeit in der Umdrehung $A = 2\,r\,\pi\,.\,T_m$ ein, so erhalten wir

$$n_{\text{min.}} < \sqrt{\frac{35\,A}{M\,r^2}}$$

als Tourenzahl, bei welcher die Maschine zum Stillstand kommt bezw.

$$M\,r^2 > \frac{35\,A}{n^2_{\text{min.}}}$$

als zugehöriges Trägheitsmoment des Schwungrades. Die niedrigste mögliche Tourenzahl wird so bemessen, dass sie sicher unter der im Betriebe vorkommenden liegt. Die zugrunde gelegten Diagramme entsprechen normalen Verhältnissen. Das Ergebnis kann deshalb auch allgemeine Anwendung für Maschinen der bezeichneten Betriebsart finden.

Für doppeltwirkende Wasserpumpen erhält man auf gleiche Weise

$$n_{\text{min.}} > \sqrt{\frac{20\,A}{M\,r^2}} \text{ bezw. } M\,r^2 > \frac{20\,A}{n^2_{\text{min.}}}$$

Hierbei ist der Verlauf des tangentialen Pumpenwiderstandes durch die Reihe ausgedrückt

$$P = P_m\,(1 + 0{,}15 \cos\varphi - 0{,}75 \cos 2\,\varphi - 0{,}05 \cos 3\,\varphi - 0{,}15 \cos 4\,\varphi - 0{,}15 \cos 5\,\varphi).$$

Werden zwei doppeltwirkende Pumpen in Zwillingsanordnung durch eine Verbundmaschine mit 90° Kurbelversetzung angetrieben — Niederdruckzylinder voreilend —, so erhält man unter der annähernd zutreffenden Voraussetzung, dass auch in diesem Falle die kleinste Geschwindigkeit mit derjenigen im inneren Totpunkt ($\varphi = 0$) zusammenfällt, als Wert für die kleinste Tourenzahl

$$n_{\text{min.}} < \sqrt{\frac{15\,A}{M\,r^2}} \text{ bei Luftpumpen}$$

und

$$n_{\text{min.}} < \sqrt{\frac{8\,A}{M\,r^2}} \text{ bei Wasserpumpen.}\ ^{43})$$

(Fortsetzung folgt).

[42]) Gerade hier erscheint eine genauere Verfolgung der Rechnung nach dem in der Fussnote auf S. 488 skizzierten Verfahren geboten. Die auf obige einfache Weise erhaltenen Ergebnisse zeigen indessen eine befriedigende Uebereinstimmung mit Werten, welche die Nachprüfung ausgeführter Maschinen ergibt.

[43]) Es soll z. B. für eine Presswasserpumpe, welche 1 cbm in der Minute auf 50 Atm. zu pressen hat, das Schwungrad für die geringste, im Betriebe vorkommende Tourenzahl von zehn Umdrehungen in der Minute bestimmt werden. Die Anlage besteht aus zwei Differentialpumpen in Zwillingsanordnung, welche von einer Verbunddampfmaschine mit siebzig Umdrehungen in der Minute (normal) angetrieben wird.

Die Leistung der Maschine beträgt

$$N = 1{,}1\,\frac{1000\,.\,Q\,.\,10\,.\,p}{60\,.\,60\,.\,75\,.\,\eta} = 1{,}1\,.\,\frac{1000\,.\,60\,.\,10\,.\,50}{60\,.\,60\,.\,75\,.\,0{,}95} = \infty\,130\,\text{PS}$$

Die Arbeit f. d. Umdrehung

$$= \frac{130\,.\,75\,.\,60}{70} = 8350\ \text{mkg} = A$$

Damit die Maschine nicht gerade bei der geringsten Tourenzahl 10 zum Stillstand kommt, werde der Ermittlung des Trägheitsmomentes des Schwungrades der Wert $n = 8$ zugrunde gelegt.

Es wird dann

$$M\,r^2 = \frac{8\,.\,8350}{64} = 1040.$$

Dem entspricht bei einem Durchmesser des Schwerpunktskreises des Kranzes von 3,5 m ein Kranzgewicht von

$$G = \frac{1040}{3{,}06}\,.\,9{,}81 = 3330\ \text{kg}.$$

Interessiert es, die Grösse des Ungleichförmigkeitsgrades zu kennen, welche bei diesem Schwungrad im normalen Betriebe bei siebzig Umdrehungen vorhanden ist, so hat man nach dem üblichen Verfahren die grösste überschiessende Fläche zwischen dem tangentialen Dampf- und Pumpendruck — letzterer ist für den vorliegenden Fall in Fig. 18 der Fortsetzung eingetragen — zu bestimmen und deren Arbeitswert A' festzustellen.

Es ist dann

$$\delta = \frac{A'}{M\,r^2\,.\,\omega^2} = \frac{900}{1040\,.\,53{,}3} = \infty\,\frac{1}{62}.$$

Kleinere Mitteilungen.

Berechnung von σ bei Drehstrommotoren.

Wie schon in D. p. J. 1904, **319**, S. 575, erwähnt, ist die Grösse c in der von *Behrend* aufgestellten Formel $\sigma = c\,\frac{\Delta}{\tau}$ keine Konstante. (σ = Verhältnis von Magnetisierungs- zu Kurzschlussstrom).

In einem Vortrag im E. V. Wien (Z. f. E., Wien 1905, H. 7, S. 93) findet *Pichelmayer* für σ angenähert

$$\sigma = 1{,}42\,\frac{\Delta''}{\tau}\,(\varphi_1 + \varphi_2)$$

Δ'' ist der mit Rücksicht auf die Kraftlinienkonzentration infolge der Nutenöffnungen und den magnetischen Widerstand des

Eisenkreises korrigierte Luftspalt $\Delta'' \cong 1,2\,\Delta$. φ_1 und φ_2 sind die primären resp. sekundären Streukraftlinien für 1 A W - Gleichstrom, die alle Windungen einer Phase umschlingen, bezogen auf 1 cm der Ankerkernlänge *L*.

Die genauere Formel für σ ist

$$\sigma = 1 - \frac{1}{(1+\sigma_1)(1+\sigma_2)}$$

worin $\sigma_1 = 1,42\,\frac{\Delta''}{\tau}\,\varphi_1;\ \sigma_2 = 1,42\,\frac{\Delta''}{\tau}\,\varphi_2$

Wie bereits in früheren Abhandlungen, wird die Streuung in drei Teile zerlegt und jeder für sich betrachtet: 1. Nutenstreuung, 2. Stirnstreuung, 3. Zahnkopfstreuung (Zickzackstreuung). Es wird nur σ_1 beleuchtet, für σ_2 ist die Rechnung genau dieselbe

$$\sigma_1 = 1,42\,\frac{\Delta''}{\tau}\,(\varphi_{1n} + \varphi_{1s} + \varphi_{1k})$$

1. Für die Nutenstreuung ist ein einfacher angenäherter Ausdruck abgeleitet, gültig für geschlitzte Nuten

$$\varphi_{1n} = \frac{30}{\tau}.$$

Die Streulinien sind für eine Nute von 1 cm Breite und 2,5 cm Tiefe, 0,2 Schlitzweite und 0,1 cm Stärke der Zahnspitzen ausgerechnet. Nuten von anderen Dimensionen sind auf sie bezogen. Der Hauptteil der Streuung liegt zwischen den Zahnspitzen. Die Nutentiefe hat wenig Einfluss.

2. Für die Stirnstreuung ist die von *Hobart* angegebene Zahl von 0,4 Linien f. 1 Ampere und 1 cm Länge der Stirnwindung angeführt. Nimmt man die mittlere Windungslänge dieser auf jeder Seite gleich $2\,\tau$ an, so erhält man f. d. cm Kernlänge

$$\varphi_{1s} = \frac{1,6\,\tau}{L}\ c.g.s.$$

3. Die Zahnkopfstreuung tritt namentlich bei sehr kleinem Luftspalt und geringer Nutenzahl auf. Es sind die Linien, die ähnlich wie die Nutenstreuung verlaufen, nur dass sie zweimal den Luftspalt überschreiten. Ihre Zahl ist ausserdem im Gegensatz zur Nutenstreuung nicht konstant, sondern ändert sich mit der gegenseitigen Stellung von Rotor und Stator von fast Null bis zu einem Maximum. Es wird der Ausdruck gefunden

$$\varphi_{1k} = 0,9\,\frac{\tau}{\Delta}\,\frac{1}{N^2}$$

N ist die mittlere Nutenzahl von Stator und Rotor. Die Zahnkopfstreuung geht demnach mit dem Quadrat der Nutenzahl herunter.

Die ganze Primärstreuung σ_1 ist nunmehr, nachdem für $\Delta'' = 1,2\,\Delta$ gesetzt ist:

$$\sigma_1 = 51\,\frac{\Delta}{\tau^2} + 2,7\,\frac{\Delta}{L} + \frac{1,53}{N^2}$$

Da σ_2 ebenso bestimmt wird, ist σ_1 der Mittelwert von Primär- und Sekundär-Streuung.

Die Gesamtstreuung ist somit nach der genaueren Formel

$$\sigma = 1 - \frac{1}{(1+\sigma_1)^2}$$

Pichelmayer findet an 33 der Motoren, die *Hobart* in der „E. T. Z.“ 1904, H. 17, anführt, dieselben guten Ergebnisse wie dieser. Die mittlere Abweichung der berechneten und beobachteten Werte beträgt 10,3 v. H. Die angeführte Formel hat eine einfache Form und den Vorteil, dass sie uns die Streuung in ihren tatsächlichen Bestandteilen angibt, was für die Konstruktion der Motoren sehr wertvoll sein dürfte.

Bücherschau.

Leitfaden der modernen Kältetechnik, ihr Anwendungsgebiet, ihre Maschinen und ihre Apparate. Von Ing. *W. M. Lehnert.* Mit 140 Abb. und 12 Tafeln sowie 12 Tabellen. Leipzig, 1905. J. J. Weber.

Dieses Werk, welches den Band 252 der bekannten illustrierten Katechismen aus dem Verlage J. J. Weber in Leipzig darstellt, kann als eines der besten der neueren Leitfäden über Kälteindustrie bezeichnet und bestens empfohlen werden. Es behandelt in knapper, aber doch äusserst vollständiger und umfassender Weise insbesondere die Entwicklung und wirtschaftliche Bedeutung der Kältetechnik, lässt alle für den Praktiker von geringerer Bedeutung erscheinenden Artikel und Auseinandersetzungen weg und behandelt nur jene Kühlmaschinen, die in der Praxis sich einer grösseren Verbreitung erfreuen, also hauptsächlich die Kompressionsmaschinen besonders ausführlich, dann in viel kürzerer Weise die Absorptionsmaschinen. Von grossem Werte sind die im fünften Kapitel über die Messung der Kälteleistung angeführten Daten, sowie die im Anhange enthaltenen zahlreichen Tabellen. Eine wertvolle Beigabe bilden die dem Werke angefügten 12 Tafeln, welche die wichtigsten Systeme von Kühlanlagen in ihren verschiedenartigsten Anwendungen in trefflich ausgewählten Beispielen vorführen. Der Verlag hat mit diesem ausgezeichneten Werke seine illustrierten Katechismen in besonders erfolgreicher Weise vermehrt.

—z.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Verfahren und Einrichtungen zum Tiefbau. Kurze Uebersicht über das Gebiet der Tiefbohrtechnik. Nach einem Vortrag, gehalten am 18. Januar 1905 im Verein deutscher Ingenieure zu Berlin. Von *Paul Stein,* Ingenieur. Mit 20 Abb. und 1 Tafel. Berlin, 1905. Julius Springer. Preis geh. 1 M.

Die Eisenbahnen, ihre Entstehung und gegenwärtige Verbreitung. Von Professor Dr. *Friedr. Hahn* in Königsberg. Mit einer Doppeltafel und zahlreichen Abb. („Aus Natur und Geisteswelt.“ 71. Bändchen.) Leipzig, 1905. B. G. Teubner. Preis geh. 1 M., geb. 1,25 M.

Transactions of the American Society of Mechanical Engineers. Vol. XXV. 1904. New-York, 1904. The Society from the Library Building.

Vorlesungen über mathematische Näherungsmethoden. Von Dr. *Otto Biermann,* o. ö. Prof. der Mathematik an der deutschen technischen Hochschule in Brünn. Mit 35 Abb. Braunschweig, 1905. Fr. Vieweg & Sohn. Preis geh. 8 M., geb. 8,50 M.

Der gegenwärtige Stand der Abwässerfrage. Dargestellt für die Industrie unter besonderer Berücksichtigung der Textilveredlungsindustrie, auf Veranlassung des Vereins der Deutschen Textilveredlungsindustrie Düsseldorf. Von Dr. *Georg Adam.* Braunschweig, 1905. Friedr. Vieweg & Sohn. Preis geh. 3 M.

Ueber Heizwertbestimmungen mit besonderer Berücksichtigung gasförmiger und flüssiger Brennstoffe. Von Dipl.-Ing. *Theodor Immenkötter.* Mit 23 Abb. München und Berlin, 1905. R. Oldenbourg. Preis geh. 3 M.

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

DINGLERS

POLYTECHNISCHES JOURNAL.

86. Jahrg., Bd. 320, Heft 36. **Berlin, 9. September 1905.**

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Neuere Festigkeits-Probiermaschinen.

Von Professor **M. Rudeloff.**

(Fortsetzung von S. 550 d. Bd.)

4. 50 000 kg Zerreissmaschine mit Schaulinienzeichner.

Fig. 54—56 zeigen die Gesamtansicht der stehend angeordneten Maschine. Die Krafterzeugung erfolgt in der Regel mittels Schraube; auf Wunsch wird die Maschine aber auch mit hydraulischem Antrieb ausgerüstet. Zur Kraftmessung dient eine Laufgewichtswage; ein Schaulinien-Zeichner und ein unmittelbar an den Probestab anzubringender Dehnungsmesser vervollständigen die Einrichtung. Die Maschine ist auf einer starken gusseisernen Grundplatte aufgebaut, welche ihre Aufstellung auf ebenem Boden ohne kostspielige Fundamente ermöglicht.

Bei Maschinen mit Kraftschraube erfolgt der Antrieb mittels Schnecke und Schneckenrad, dessen Nabe die Mutter für die Kraftschraube trägt. Die Schnecke ist entweder unmittelbar mit einem Elektromotor *A* (Fig. 55 und 56) von 3 PS gekuppelt oder durch ein Reibungsvorgelege mit Riemenantrieb betätigt. Letzteres gestattet das Schneckenrad nach beiden Richtungen anzutreiben und mittels Ausrückhebels augenblicklich stillzustellen. Die grösste Spindel- (Dehnungs-) Geschwindigkeit beträgt sowohl beim elektrischen als auch beim Riemenantrieb, wenn nicht andere Abmachungen getroffen werden, 20 mm i. d. Minute. Um die Reibungswiderstände im Antrieb möglichst gering zu gestalten, läuft die Mutter *B* (Fig. 57) der durch Führung am Maschinengestell gegen Drehung gesicherten Kraftschraube auf Kugellagerung *C* und die Schnecke *K* in einem staubfrei abgedichteten Oelbade (Fig. 58 und 59). Die Lagerung des Antriebes ist so angeordnet, dass sämtliche Teile nach dem Abheben des Deckels *D* (siehe auch Fig. 54) aus der Grundplatte nach oben heraus genommen werden können, ohne dass die Säulen oder irgend ein anderer Maschinenteil zuvor entfernt werden müsste.

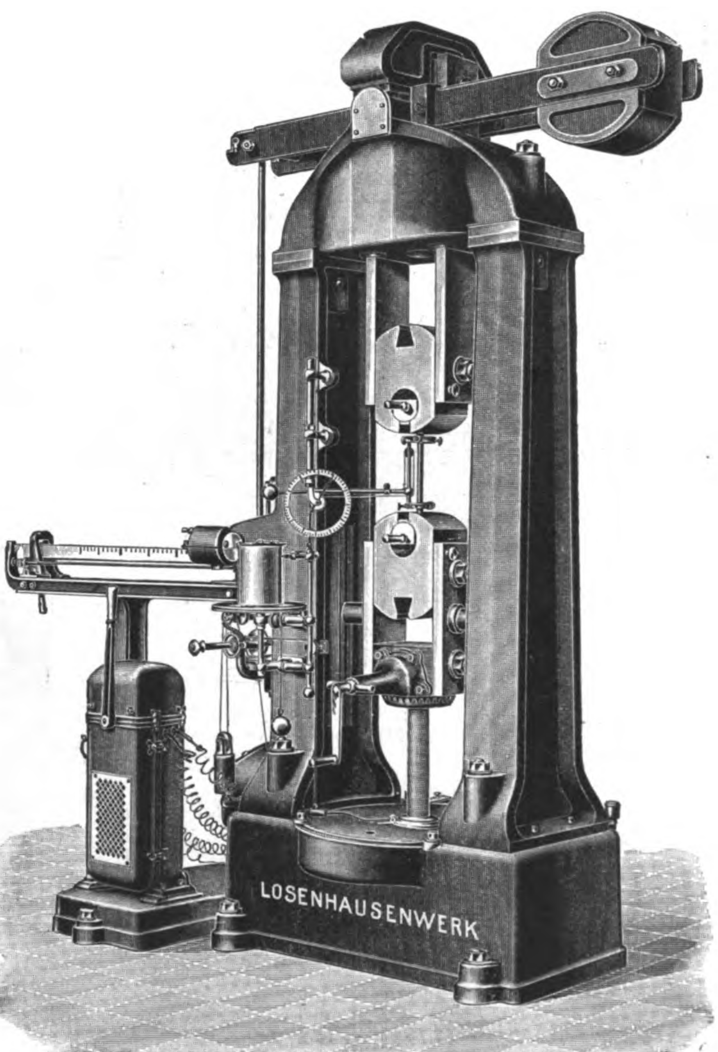
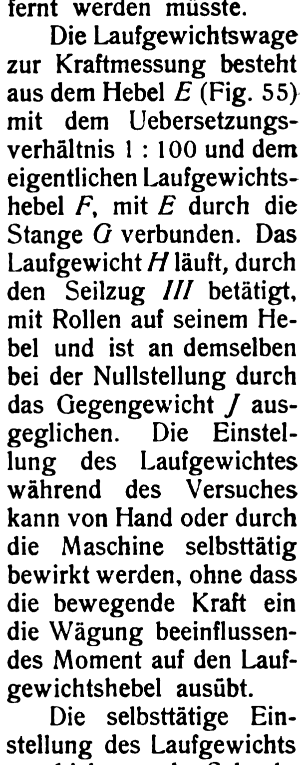


Fig. 54. 50000 kg-Zerreissmaschine der Düsseldorfer Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft vorm. J. Losenhausen.



Die Laufgewichtswage zur Kraftmessung besteht aus dem Hebel *E* (Fig. 55) mit dem Uebersetzungsverhältnis 1 : 100 und dem eigentlichen Laufgewichtshebel *F*, mit *E* durch die Stange *G* verbunden. Das Laufgewicht *H* läuft, durch den Seilzug *III* betätigt, mit Rollen auf seinem Hebel und ist an demselben bei der Nullstellung durch das Gegengewicht *J* ausgeglichen. Die Einstellung des Laufgewichtes während des Versuches kann von Hand oder durch die Maschine selbsttätig bewirkt werden, ohne dass die bewegende Kraft ein die Wägung beeinflussendes Moment auf den Laufgewichtshebel ausübt.

Die selbsttätige Einstellung des Laufgewichts geschieht von der Schneckenwelle zum Antrieb der Kraftschraube aus wie folgt. Der über die Seilscheiben *1*—*7* (Fig. 62 und 63) geleitete und bei *3* durch das Gewicht *a* gespannte, endlose Seiltrieb *I* überträgt die Bewegung der Schnecken- oder Motorwelle *K* auf die wagerechte Reibungsscheibe *b*, die mit der Seilscheibe *5* aus einem Stück gefertigt ist. *b* wird durch Federdruck (s. Fig. 64) gegen die zweite Reibungsscheibe *c* gepresst und setzt letztere mit mehr oder weniger grosser Geschwindigkeit

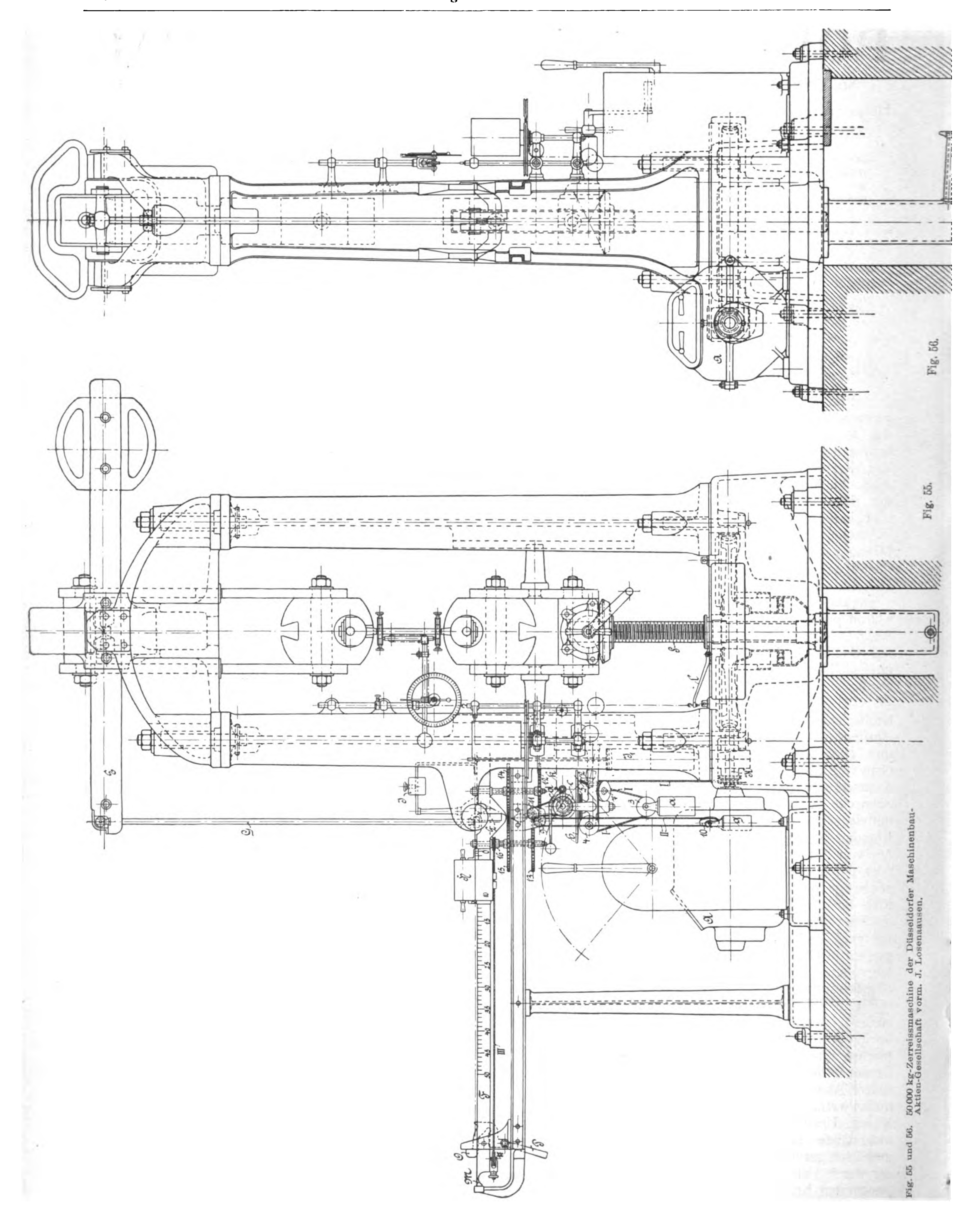


Fig. 55 und 56. 50000 kg-Zerreissmaschine der Düsseldorfer Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft vorm. J. Losenhausen.

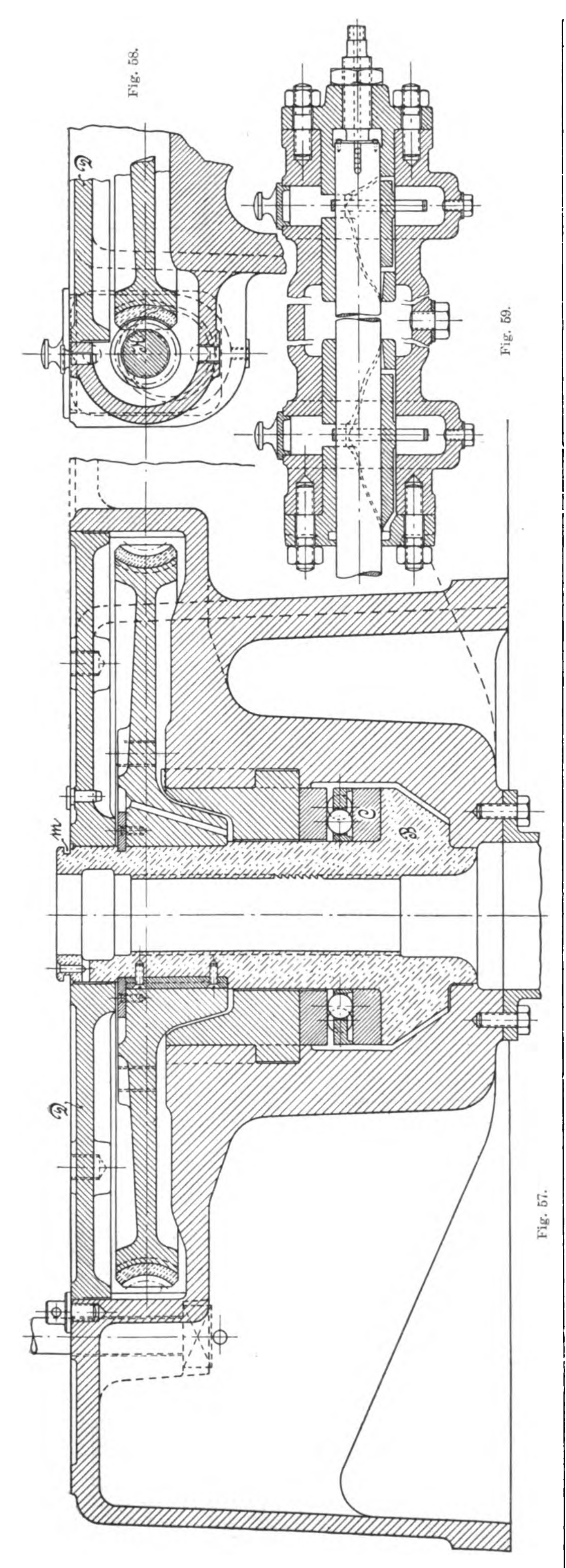


Fig. 57—59. Grundplatte mit Antrieb.

in Bewegung, je nachdem sie durch Verschieben ihrer Welle *d* an dem Handgriff *e* von der Drehachse der Scheibe *b* abgerückt wird. Mit der Welle *d* drehen sich die Hülse *f* und die auf dieser befestigte Seilscheibe *8*. Von *8* führt der Seiltrieb *II* über die Scheiben *9*, *10* und *11*, von denen *10* wieder ein Spanngewicht *g* trägt.

Die Achsen der Scheiben *9* und *11* sind auf kurze Strecken mit Schneckengewinde versehen (s. Fig. 65); ihnen gegenüber stehen die Schneckenräder *12* und *13* (Fig. 66). Letztere sitzen mit den Stirnrädern *14* und *15*

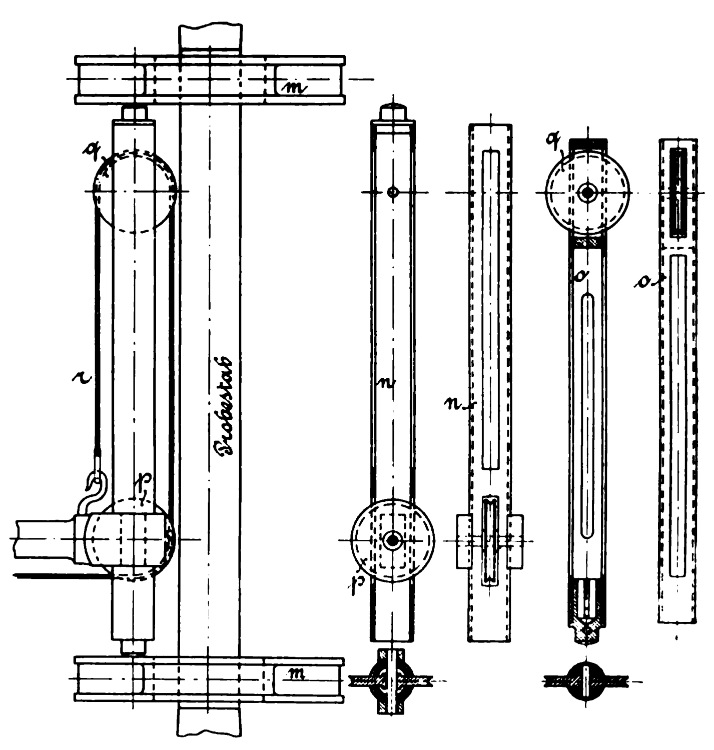


Fig. 60. Uebertragung der Stabdehnung auf den Schreibapparat und Dehnungszeiger.

auf denselben Hülsen, deren feststehende Achsen von dem Laufgewichtshebel *F* getragen werden und sich in gleichem Abstande (rechts und links) von der Stützschneide *L* des Laufgewichtshebels befinden.

Wird nun während des Versuches der Laufgewichtshebel durch die Spannung des Probestabes angehoben, so

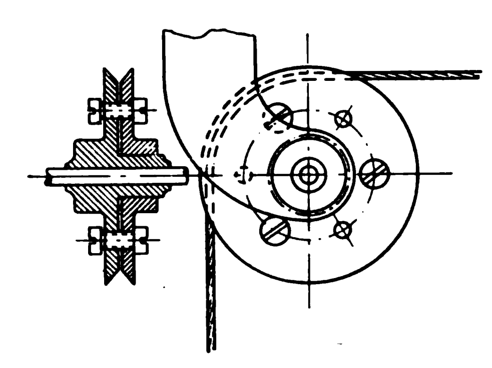


Fig. 61.

kommt das Schneckenrad *12* in Eingriff mit der Schneckenwelle der Scheibe *9*, wird durch diese angetrieben und betätigt durch den ebenfalls hergestellten Eingriff der beiden Stirnräder *14* und *15* ineinander und durch die Seilscheibe *16* den Seiltrieb *III* derart, dass letzterer das Laufgewicht verschiebt (nach links). Sobald die Spannung des Probestabes an der Wage im Gleichgewicht ist und der Hebel *F* auf die feste Marke *M* einspielt, ist das Schneckenrad *12* wieder ausgerückt und der Seiltrieb *III* sowie das Laufgewicht stehen still. Ist aber das Lauf-

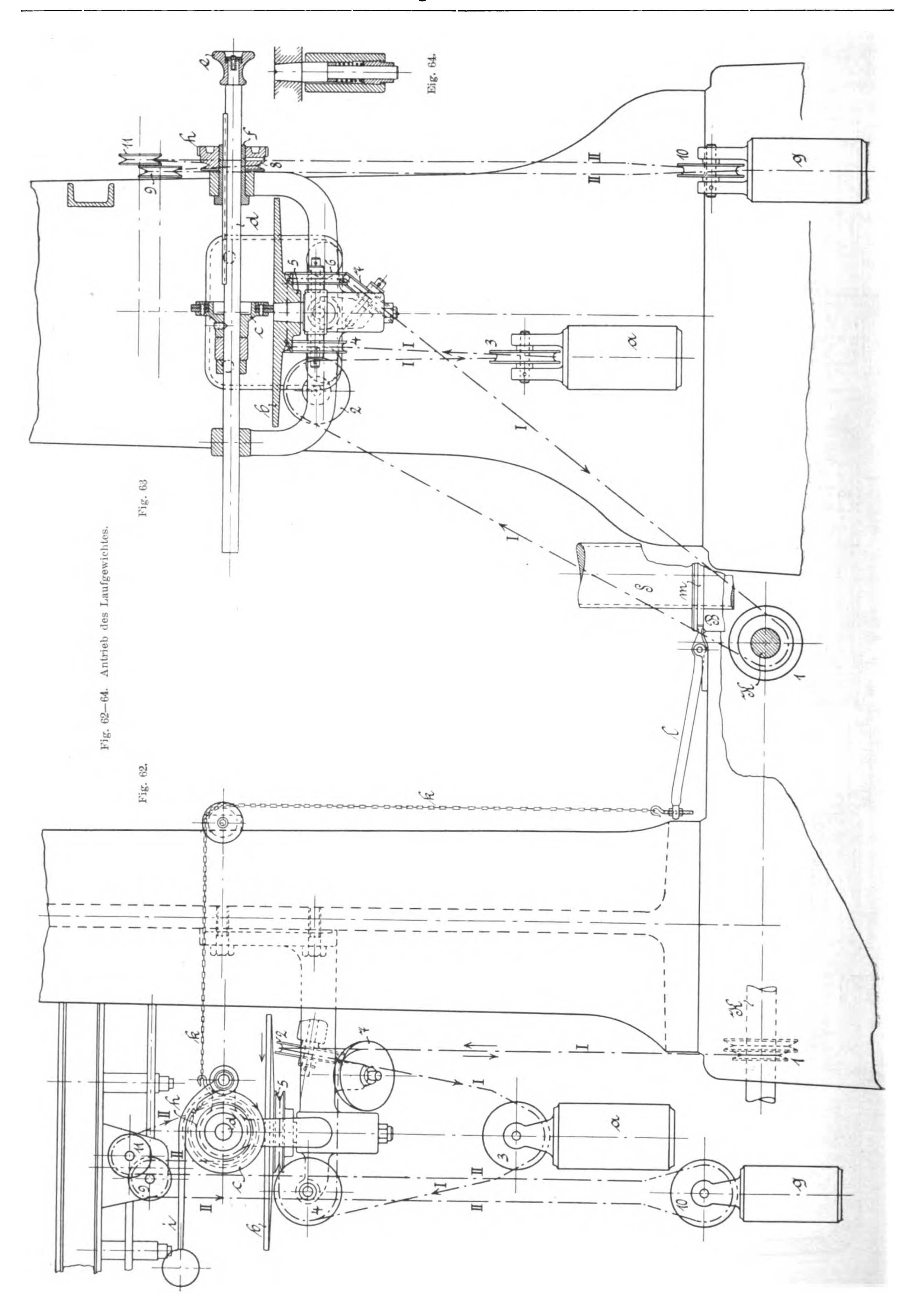


Fig. 62—64. Antrieb des Laufgewichtes.

gewicht zu weit nach links gerückt, so dass sein Moment grösser ist als das der Spannung des Probestabes, und der Laufgewichtshebel absinkt, so kommt das Schneckenrad *13* in Eingriff mit der Schneckenwelle der Scheibe *11*. Die Scheibe *16* wird nun im umgekehrten Sinne gedreht wie vorher und das Laufgewicht durch den Seilzug *III* nach rechts zurückgezogen.

Um den Seiltrieb *III* stets straff zu halten, ist die Lage der Scheibe *17* mit der nach links wirkenden Spannfeder *N* verbunden (Fig. 66). Der Ausschlag des Laufgewichtshebels nach oben und unten ist durch die Maulweite des Sperrstückes *O* begrenzt. Um den Hebel festzustellen, wird es an dem Griff *P* nach links umgelegt.

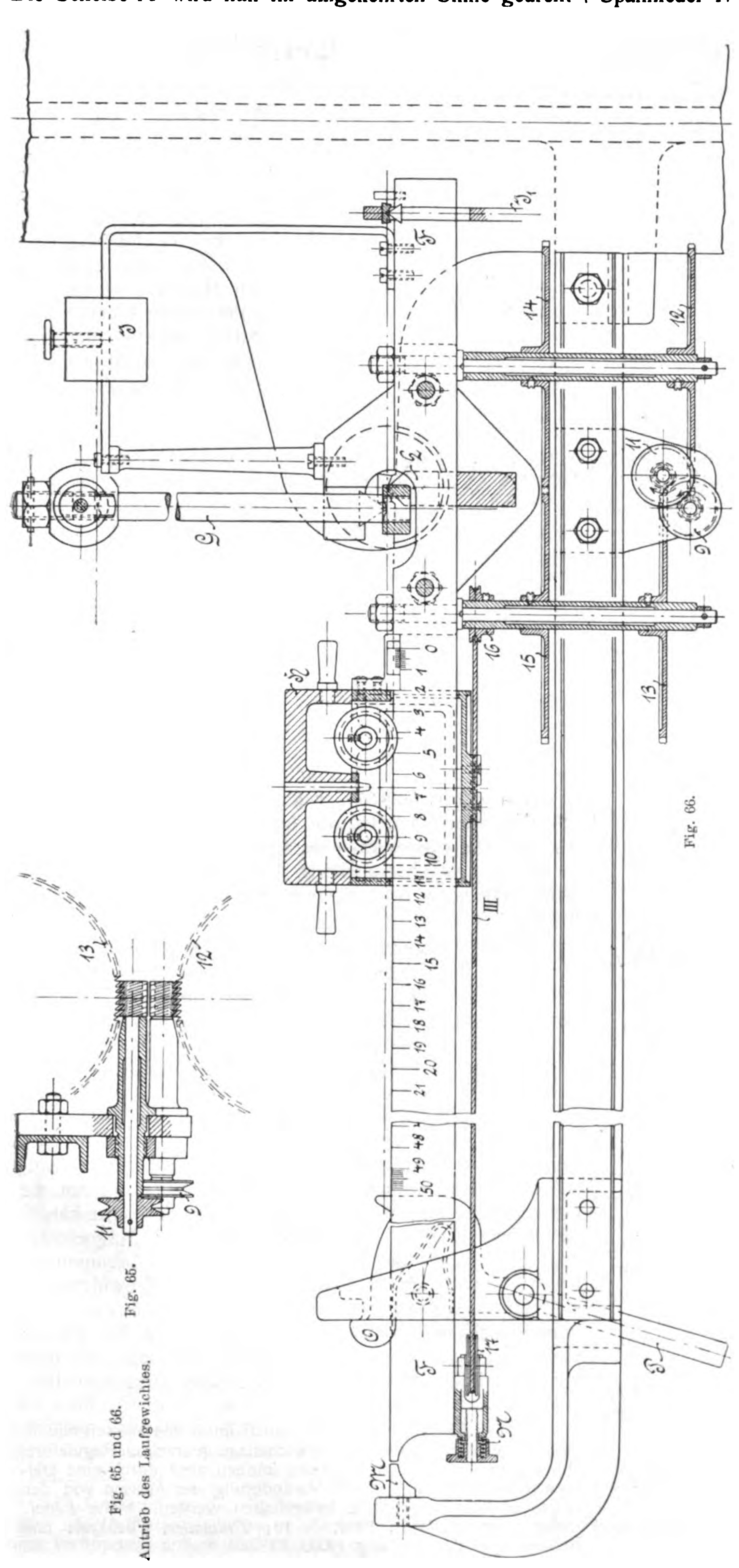


Fig. 65. Fig. 66.

Fig. 65 und 66. Antrieb des Laufgewichtes.

Reisst die Probe, so arbeitet die Schnekkenwelle *K* bis zum Stillstellen des Motors weiter. Damit aber das Laufgewicht beim Bruch der Probe in seiner augenblicklichen Stellung stehen bleibt, ist folgende Einrichtung getroffen, mit der der Seiltrieb *II* angehalten wird. An die Seilscheibe *8* (Fig. 62 und 63) ist das Sperrad *h* angegossen; zu ihm gehört der Sperrhebel *i*. Er ist durch den Zug der Kette *k* (Fig. 62) ausser Eingriff, so lange die Kraftschraube *S* unter der Spannung der Probe die Antriebsmutter *B* (Fig. 57) nach oben zieht und die Kette *k* durch den Hebel *l* (Fig. 62) angespannt wird, indem das Ende seines kurzen Armes in der Nute *m* am oberen Ende der Mutter *B* gleitet und nach oben gedrückt wird. Reisst die Probe, so genügt die geringe Abwärtsbewegung der Mutter *B* unter ihrem Eigengewicht, um die Kette *k* an dem Hebel *l* soweit nachzulassen, dass der Sperrzahn des Hebels *i* in das Rad *h* einfällt. Da die Welle *d* hierdurch an der Drehung verhindert ist, so steht der Seiltrieb *II* und damit zugleich der Seiltrieb *III* für die Laufgewichtsbewegung sofort still. Die Scheibe *b* gleitet unter der Scheibe *c*, bis auch der Motor abgestellt ist.

Der Schaulinienzeichner besteht aus einer Trommel, die durch einen Kettenzug der Verschiebung des Laufgewichtes entsprechend gedreht wird, und dem Schreibstift der der Dehnung des Probestabes entsprechend gesenkt wird, wobei seine Tragestange am Maschinengestell geführt ist.

Eigenartig ist die Uebertragung der Stabdehnung auf den Kettenzug (s. Fig. 60). Auf den Probestab sind in den Endquerschnitten der Messlänge die Bügel *m* aufgeschraubt, Gegen dieselben stützen sich die Enden der beiden teleskopartig ineinander geschobenen Rohr *n* und *o*. *n* trägt die Rolle *p*, *o* die Rolle *q*. Infolge dieser Anordnung nähern die beiden Rollen sich beim Versuch um die Stabdehnung und die Kette *r* wird um den doppelten Betrag nachgelassen. Der Weg des Schreibstiftes auf der Trommel stellt also die Dehnung im doppelten Masstabe dar.

Der Dehnungszeiger sitzt auf der Achse der Rolle, über die die Kette *r* zum Schreibstifthalter heruntergeführt wird (s. Fig. 55 und 56). Diese Rolle ist aus zwei Scheiben gebildet (s. Fig. 61), die verschieden weit voneinander einzustellen sind, um die Tiefe der Kettenrolle ändern und hier-

durch das Uebersetzungsverhältnis für die Dehnungsanzeige richtig einstellen zu können.

Neuerdings wird der Dehnungsmesser mit einer Einrichtung geliefert, die beim Bruch des Probestabes den Dehnungszeiger augenblicklich still stellt, so dass er die Dehnung auch nach erfolgtem Bruch noch anzeigt.

(Fortsetzung folgt).

Kinetik und Kinetostatik des Schubkurbelgetriebes.

Von Dr. ing. **Hermann Meuth**, Karlsruhe.

(Fortsetzung von S. 559 d. Bd.)

Weitere Fälle eines variabeln Widerstandes.

Der Widerstand, den die Propeller der Schiffsmaschinen im Wasser finden, ist abhängig von der Geschwindigkeit. Die Hydrodynamik ist noch nicht imstande, das genaue Gesetz dieser Abhängigkeit anzugeben; jedoch deckt sich die quadratische Funktion, welche man für die Abhängigkeit des Widerstandes von der Geschwindigkeit annimmt, noch am besten mit der Erfahrung. Man könnte nun zunächst für ein gegebenes Kraftfeld einen vorläufigen Wert der Geschwindigkeit unter Voraussetzung eines konstanten Widerstandes aufsuchen. Einen genaueren Wert der Geschwindigkeit erhält man für einen Widerstand, welcher von der zuerst gefundenen Geschwindigkeit in quadratischem Verhältnis abhängig ist. Mit Hilfe eines solchen alternierenden Verfahrens könnte man dem wirklichen Verlauf der Geschwindigkeit möglichst nahe kommen. Im vorliegenden Falle ist es unerlässlich, die Formänderungsarbeit der elastischen Schraubenwelle in die Energiegleichung einzuführen.[44])

Ein weiterer Fall, wo der Widerstand von der Geschwindigkeit abhängig ist, liegt vor bei Dynamomaschinen. Die Abhängigkeit wird eine sehr verwickelte bei Wechselstrommaschinen, namentlich ohne selbständige Felderregung. Durch grosse Schwungmassen sucht man die periodischen und aperiodischen Schwankungen der Geschwindigkeit möglichst klein zu halten. Bei Riemenübertragung reduzieren sich durch die Elastizität und das Gleiten der Riemen die Geschwindigkeitsschwankungen auf ihrem Wege von der Antriebsmaschine zur Dynamomaschine und umgekehrt beträchtlich. Bei unmittelbarer Kupplung durch eine stark elastische Welle dagegen können die Geschwindigkeitsschwankungen mit der Annäherung an den Resonanzfall, d. i. der Periodengleichheit der Eigenschwingungen der Welle und der Schwankungen der treibenden Kraft, sich bedeutend verstärken, Eine Vergrösserung der Schwungmasse könnte in diesem Falle unter gewissen Umständen sogar nachteilig sein.

In ganz analoger Weise kann bei der Parallelschaltung von zwei oder mehreren Wechselstrommaschinen auch die Anwendung noch so grosser Schwungmassen verhindern, dass beträchtliche Geschwindigkeitsschwankungen auftreten. Diese beim Parallelbetrieb von Wechselstrommaschinen auftretenden, in der Natur der mit Kurbeltrieb arbeitenden Antriebsmaschinen liegenden dynamischen Erscheinungen sollen im folgenden in Anlehnung an eine Abhandlung von *Rosenberg* über die „Anforderungen an Antriebmotoren beim Parallelbetrieb von Wechselstromdynamos“ [45]) näher besprochen werden.

Zwei mit gleicher Geschwindigkeit und gleicher Kurbellstelung arbeitende Maschinen zeigen in der Stromlieferung keine Veränderung gegenüber dem Verhalten einer einzelnen Maschine. Eine differierende Kurbelstellung jedoch, die unvermeidlich ist, hat Geschwindigkeitsunterschiede beider Maschinen zur Folge und diese bewirken, dass Strom von der einen Maschine zur andern übergeht. Die Geschwindigkeitsunterschiede könnten sich soweit steigern, dass der ganze Strom zwischen den beiden Maschinen hin- und herpendelt, wenn nicht die synchronisierende Kraft dies verhinderte. Die voreilende Maschine erleidet nämlich im elektrischen Feld einen grösseren Widerstand, durch welchen sie selbst verzögert wird, während der durch seine Ueberwindung entstehende Strom der nacheilenden Maschine zufliesst und dieselbe beschleunigt. So zwingt die Eigenschaft der Dynamomaschine, bald als Generator, bald als Motor zu wirken, die beiden parallel geschalteten Antriebsmaschinen immer wieder zu gleichmässigem Lauf. Der Widerstand gegen das Voreilen ist die synchronisierende Kraft, deren Abhängigkeit von der Voreilung jedoch noch nicht ganz erforscht ist.

Bei kleinen Beträgen des Voreilens kann die synchronisierende Kraft proportional der Grösse des Voreilens gesetzt werden in ganz analoger Weise wie bei der elastischen Deformation. Im folgenden ist dieses einfache Gesetz trotz der in Wirklichkeit nicht unbeträchtlichen, relativen Verdrehungen der Magneträder parallel geschalteter Maschinen der Betrachtung zugrunde gelegt worden, was bei der Unsicherheit des gesetzmässigen Zusammenhanges um so eher zulässig schien, als die Resultate der Untersuchung vergleichsweise immer noch einen Wert haben.

Ist einmal durch eine äussere Kraftschwankung eine Voreilung des einen Magnetrades bezw. Ankers eingetreten, so wird durch die gleichzeitig auftretende synchronisierende Kraft eine Rückdrehung in die Gleichgewichtslage relativ zu der parallel geschalteten Maschine stattfinden. Infolge der Trägheit der Massen wird jedoch diese Gleichgewichtslage überschritten, und erst nach einer Reihe von Schwingungen um dieselbe gelangen die parallel geschalteten Räder durch die dämpfenden Widerstände gegenseitig zur Ruhe. Wiederholen sich die äusseren Kraftschwankungen in periodischem Wechsel, so werden die einmal angeregten Schwingungen unterhalten. Die hauptsächlichste Ursache der Pendelungen der Magneträder liegt in den periodischen Schwankungen des Drehmomentes.[46]) Die daraus entstehenden relativen Schwingungen sind im allgemeinen nicht gefährlich, weil sie durch die immer vorhandenen grossen Schwungmassen in kleinen Grenzen gehalten werden, jedoch nur so lange, als man von dem Falle der Resonanz, d. i. dem Zusammenfallen

[44]) s. *Frahm*, Neue Untersuchungen usw., Z. d. V. d. I. 1902, S. 883.

[45]) s. Z. d. V. d. I. 1904, S. 793.

s. auch *Sommerfeld:* „Das Pendeln parallel geschalteter Wechselstrommaschinen.“ Elektrotechn. Zeitschrift 1904, S. 273 u. ff.

Den gleichen Gegenstand behandelt *Görges* in dieser Zeitschrift, Jahrg. 1902, S. 425 u. ff.

[46]) Der Parallelbetrieb leidet auch unter den Massenschwingungen des aus seiner Gleichgewichtslage gebrachten Regulators. Die Eigenschwingungen desselben können aber durch eine Oelbremse gedämpft und durch Veränderung der Massen von der kritischen Schwingungszahl ferngehalten werden. Siehe *Föppl:* Elektrotechn. Zeitschr. 1902, S. 10; *Thümmler,* Fliehkraft und Beharrungsregler, Anhang 1903.

der Periode der frei pendelnden Magneträder [47]) und der Impulse der Antriebsmaschine, weit genug entfernt ist. Andernfalls verstärken sich die Pendelungen, bis die Maschinen schliesslich aus dem Takte fallen. Um dem kritischen Falle der Resonanz fern zu bleiben, ist es daher wichtig, ausser der Grösse des Trägheitsmomentes der bewegten Massen, auch die Periode der Antriebsimpulse festzustellen.

Rosenberg ersetzt die Schwankungen des Tangentialdruckes der Antriebsmaschine über einen konstanten Widerstand durch eine einfache Sinuswelle (Fig. 15). Die Voreilungen gegenüber einer sich mit konstanter Winkel-

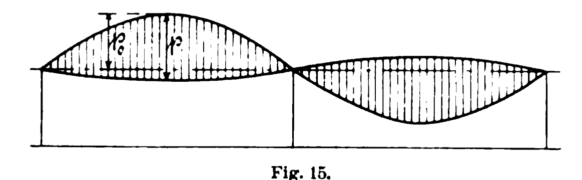


Fig. 15.

geschwindigkeit bewegenden Maschine verlaufen alsdann auch nach dem Sinusgesetz in der Phase gegenüber den Schwankungen des Tangentialdruckes um 180° verschoben. Die den Voreilungen proportionalen synchronisierenden Kräfte kommen zu dem bei Beginn der Betrachtung konstant angenommenen Widerstand hinzu. Dadurch werden nun die Schwankungen des Tangentialdruckes gegenüber dem neuen Widerstand verändert, woraus wieder das Auftreten einer grösseren synchronisierenden Kraft resultiert. So stellt sich schliesslich nach einer Reihe von Umdrehungen eine Vergrösserung der Schwankungen des Drehmomentes und damit auch der Geschwindigkeit und des Ungleichförmigkeitsgrades ein.

Den Endwert p der in geometrischer Reihe fortschreitenden Schwankungen des Drehmomentes erhält man durch Summierung der Zuschläge bei jeder Umdrehung zu

$$p = \frac{1}{1 - q} p_0,$$

wenn p_0 den Ausgangswert der Schwankung bedeutet. q nennt *Rosenberg* das Reaktionsverhältnis der Wechselstrommaschine, d. h. das Verhältnis der anfänglich vorhandenen, durch die Schwungradgrösse bedingte Voreilung, bezw. die dadurch hervorgerufene synchronisierende Kraft zur anfänglichen Schwankung des Drehmomentes an der Kurbel. Die Beziehung zwischen q und den elektrischen und dynamischen Grössen der Maschine ist ausgedrückt durch

$$q = 174 \cdot j \cdot \eta \cdot \mathbf{p} \frac{D^2}{n} \frac{N_e}{M r^2},$$

worin j das Verhältnis des Kurzschlusstromes zum normalen Wattstrom,

η der Wirkungsgrad der Dynamo,

$\mathbf{p}$ die Polpaarzahl,

n die Umdrehungszahl i. d. Minute,

N_e die Nutzleistung in PS,

$M r^2$ das Trägheitsmoment der rotierenden auf den Kurbelzapfen reduzierten Massen,

D die Dauer der Periode eines Antriebsimpulses

bedeutet.

Letztere Grösse ist von besonderer Wichtigkeit für den Parallelbetrieb. Man erkennt, dass bei einer ausgeführten Maschine eine bestimmte Schwungradgrösse ($M r^2$) nur dann q von dem kritischen Wert entfernt halten kann, wenn die Dauer der Periode eines Antriebsimpulses klein genug ist. Diese hat aber mit der Grösse des Ungleichförmigkeitsgrades nichts zu tun, sondern hängt lediglich davon ab, wie viel Schwingungen das Drehmoment während eines Umlaufes aufweist. Ist *eine* Schwingung vorhanden, so ist die Dauer derselben $D_1 = \frac{60}{n}$ Sekunden, wenn n die Anzahl der Umdrehung in der Minute ist.

Bei zwei Schwingungen ist $D_2 = \frac{60}{2n}$, bei drei $D_3 = \frac{60}{3n}$ usw. und der Einfluss der Schwingungsdauer auf den Wert q ist nur $^1/_4$, $^1/_9$, $^1/_{16}$ usw. im Vergleich zu dem Einfluss einer einphasigen Schwingung. Letztere sind deshalb für den Parallelbetrieb als die gefährlicheren zu betrachten. Bei den im Viertakt arbeitenden Gasmaschinen findet die Zuführung des Kraftmittels nach jeder zweiten Umdrehung statt; es kommen hierbei im Tangentialdruckdiagramm auch Kraftschwingungen von der Dauer einer halben Umdrehung vor.

Nachstehend sind die Analysen einer Reihe von Tangentialdruckdiagrammen wiedergegeben, welche aus den Kolbenkräften von Dampf- und Gasmaschinen in verschiedenen Anordnungen gebildet sind. Durch den Vergleich derselben nach den oben angegebenen Gesichtspunkten lässt sich ein Masstab für die Verwendbarkeit der einzelnen Maschinengattungen zum Antrieb parallel geschalteter Wechselstrommaschinen gewinnen. [48])

1. Einzylinder-Dampfmaschine mit Kondensation (Fig. 10).

$$T = Tm\,(1 + 0{,}148 \cos\varphi - 0{,}685 \cos 2\varphi - 0{,}148 \cos 3\varphi - 0{,}318 \cos 4\varphi + 0{,}124 \sin\varphi + 1{,}07 \sin 2\varphi + 0{,}124 \sin 3\varphi - 0{,}093 \sin 4\varphi).$$

2. Verbundmaschine mit Kondensation und 90° Kurbelversetzung (Fig. 18 und 19).

a) bei voreilender Hochdruckkurbel.

$$T = Tm\,(1 + 0{,}075 \cos\varphi + 0{,}2 \cos 2\varphi + 0{,}081 \cos 3\varphi - 0{,}194 \cos 4\varphi - 0{,}058 \cos 5\varphi + 0{,}122 \sin\varphi + 0{,}31 \sin 2\varphi + 0{,}154 \sin 3\varphi + 0{,}026 \sin 4\varphi + 0{,}029 \sin 5\varphi).$$

b) bei voreilender Niederdruckkurbel.

$$T = Tm\,(1 + 0{,}023 \cos\varphi - 0{,}2 \cos 2\varphi + 0{,}014 \cos 3\varphi - 0{,}194 \cos 4\varphi - 0{,}029 \cos 5\varphi + 0{,}035 \sin\varphi - 0{,}31 \sin 2\varphi + 0{,}08 \sin 3\varphi + 0{,}026 \sin 4\varphi - 0{,}052 \sin 5\varphi).$$

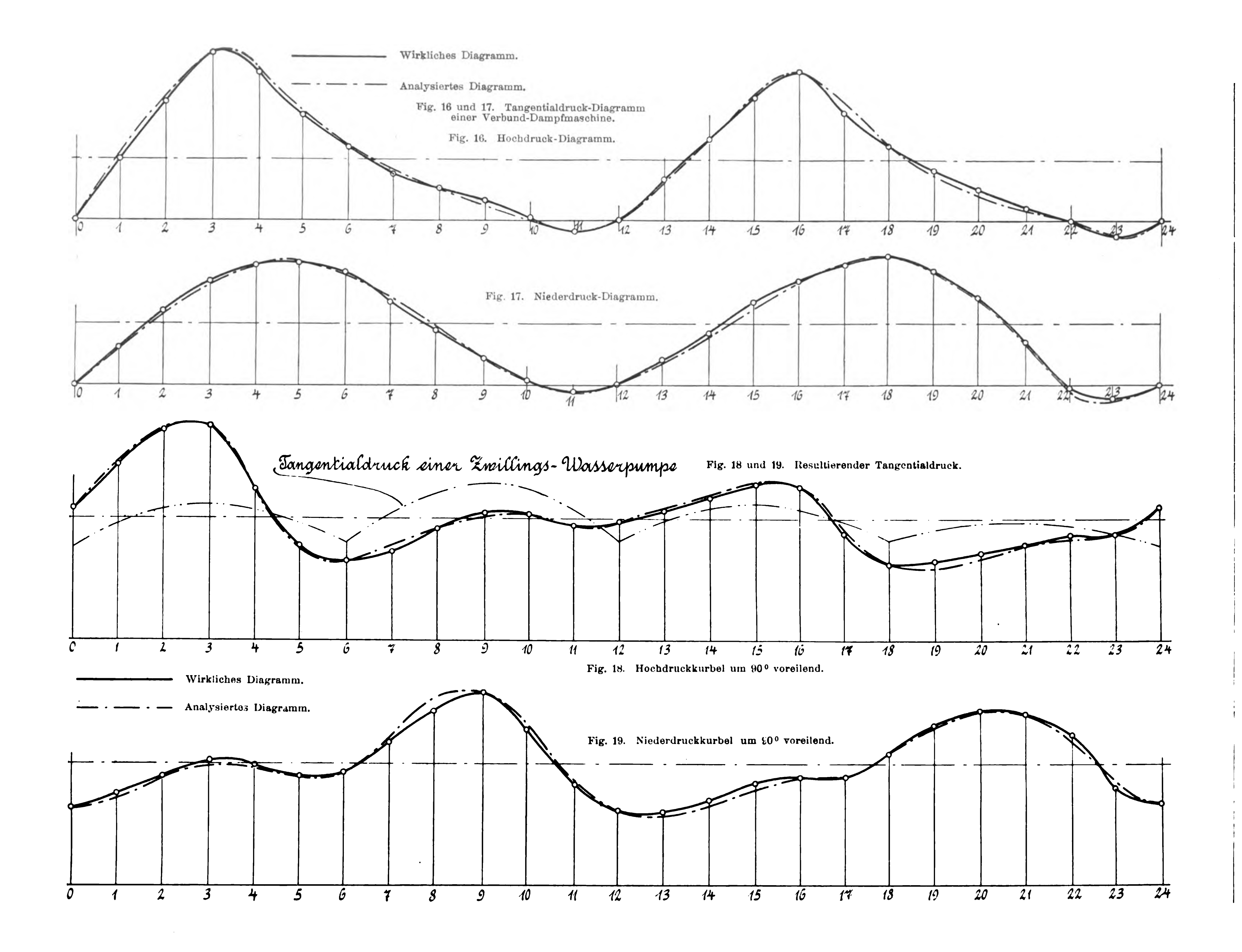
3. Verbundmaschine in Tandemanordnung.

$$T = Tm\,(1 - 0{,}02 \cos\varphi - 0{,}81 \cos 2\varphi + 0{,}066 \cos 3\varphi - 0{,}194 \cos 4\varphi - 0{,}058 \cos 5\varphi + 0{,}072 \sin\varphi + 0{,}785 \sin 2\varphi + 0{,}026 \sin 4\varphi + 0{,}029 \sin 5\varphi).$$

Die Einzeldiagramme des Hoch- und Niederdruckzylinders werden durch die Reihen dargestellt (Fig. 16 und 17):

[47]) Darunter ist die Eigenschwingung des einen Magnetrades oder Ankers gegen das mit ihm durch elektrische Kupplung verbundene andere Rad zu verstehen.

[48]) Ebenso wichtig wie für die verschiedenen Maschinengattungen sind die Analysen für dieselbe Maschine bei verschiedenen Belastungen, wie sie von *Boucherot* ausgeführt wurden; s. „Bulletin de la Société internationale des Electriciens“ 1901, S. 534. s. auch *Arnold:* „Wechselstromtechnik“, 4. Bd., S. 546.


Wirkliches Diagramm.
Analysiertes Diagramm.
Fig. 16 und 17. Tangentialdruck-Diagramm einer Verbund-Dampfmaschine.
Fig. 16. Hochdruck-Diagramm.
Fig. 17. Niederdruck-Diagramm.
Tangentialdruck einer Zwillings-Wasserpumpe
Fig. 18 und 19. Resultierender Tangentialdruck.
Fig. 18. Hochdruckkurbel um 90° voreilend.
Wirkliches Diagramm.
Analysiertes Diagramm.
Fig. 19. Niederdruckkurbel um 90° voreilend.

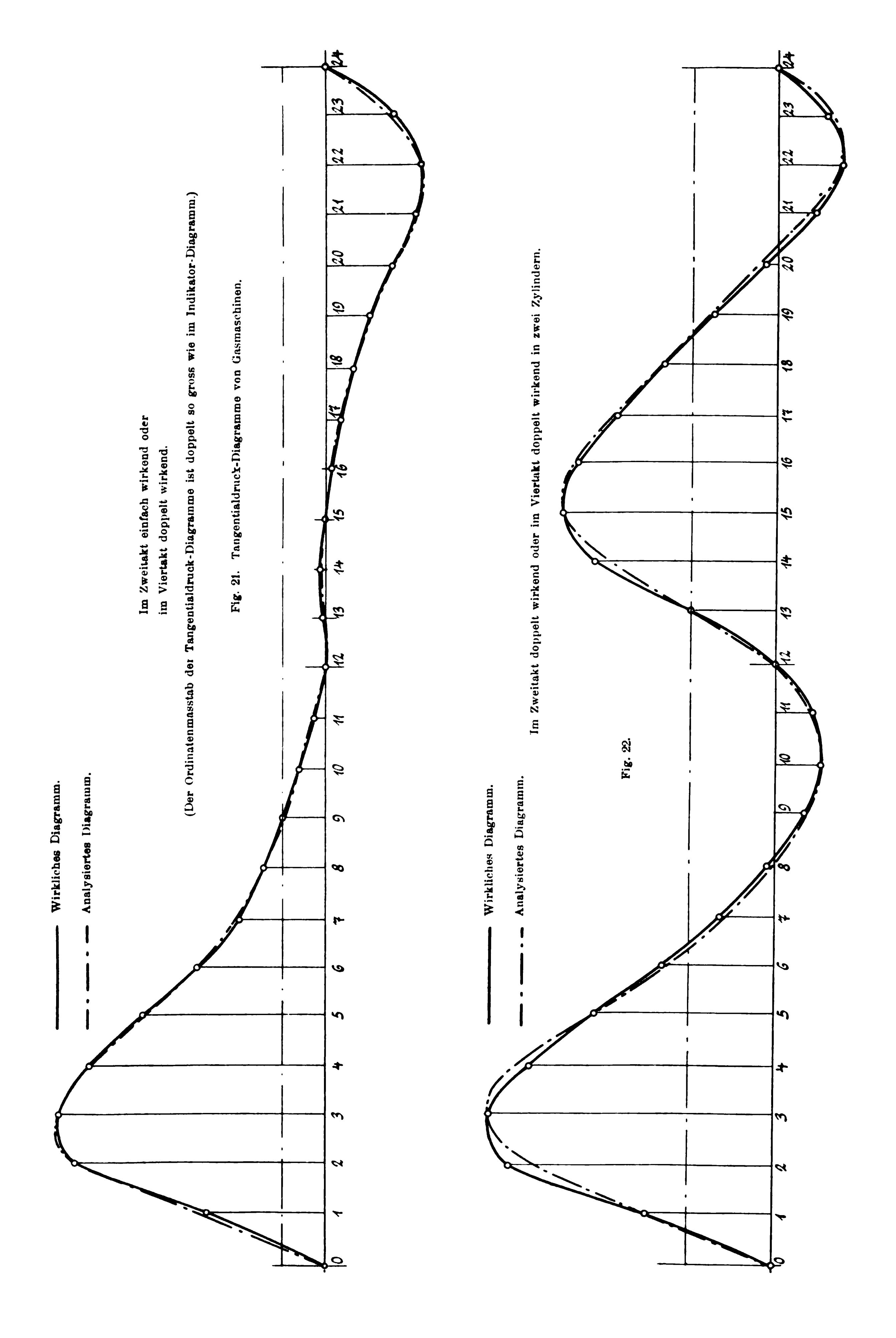


Fig. 21. Tangentialdruck-Diagramme von Gasmaschinen.

Fig. 22.

3a. Für den Hochdruckzylinder.

$$T = Tm\,(1 + 0{,}105 \cos \varphi - 0{,}61 \cos 2\varphi - 0{,}39 \cos 4\varphi - 0{,}105 \cos 5\varphi + 0{,}1 \sin \varphi + 1{,}1 \sin 2\varphi + 0{,}172 \sin 3\varphi - 0{,}06 \sin 4\varphi + 0{,}06 \sin 5\varphi).$$

3b. Für den Niederdruckzylinder.

$$T = Tm\,(1 + 0{,}144 \cos \varphi - 1{,}0 \cos 2\varphi - 0{,}144 \cos 3\varphi - 0{,}035 \sin \varphi + 0{,}475 \sin 2\varphi + 0{,}115 \sin 3\varphi + 0{,}11 \sin 4\varphi).$$

4. *Gasmaschine, im Zweitakt einfach wirkend* (Fig. 20 und 21) oder *im Viertakt doppelt wirkend.*

$$T = Tm\,(1 + 0{,}446 \cos \varphi - 0{,}473 \cos 2\varphi - 0{,}446 \cos 3\varphi - 0{,}446 \cos 4\varphi - 0{,}206 \cos 5\varphi - 0{,}08 \cos 6\varphi + 2{,}67 \sin \varphi - 0{,}206 \sin 2\varphi + 0{,}333 \sin 3\varphi + 0{,}266 \sin 4\varphi + 0{,}063 \sin 5\varphi).$$

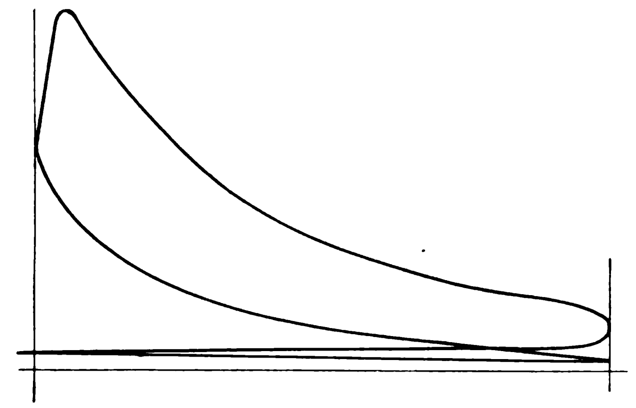


Fig. 20. Indikator-Diagramm.

5. *Gasmaschine, im Zweitakt doppelt wirkend* (Fig. 22) oder *im Viertakt doppelt wirkend bei zwei Zylindern.*

$$T = Tm\,(1 + 0{,}153 \cos \varphi - 0{,}8 \cos 2\varphi - 0{,}153 \cos 3\varphi - 0{,}19 \cos 4\varphi + 0{,}116 \sin \varphi + 1{,}83 \sin 2\varphi + 0{,}173 \sin 3\varphi + 0{,}466 \sin 4\varphi).$$

Das an der Kurbel auftretende, *resultierende* Drehmoment, dessen Schwankungen für den Parallelbetrieb wichtig sind, setzt sich zusammen aus dem Moment der Tangentialkomponente des Kolbendruckes und der Momente der Massenkräfte und Gewichte in bezug auf das Wellenmittel. Letztere schwanken während einer Umdrehung nach bekannten Gesetzen, und zwar das Moment des Massendrucks der bewegten Teile nach der Reihe (s. Fig. 10)

$$-\frac{r^2}{2}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 \left[-\frac{\lambda}{2}(M_2 + a\,M_3)\sin\varphi + \left(M_2 + (2a - b)\,M_3\right)\sin 2\varphi + \frac{3\lambda}{2}(M_2 + a\,M_3)\sin 3\varphi\right],$$

wobei die Winkelgeschwindigkeit $\frac{d\varphi}{dt}$ konstant angenommen werden kann. Es werden dadurch die Schwingungen erster Ordnung des tangentialen Kolbendruckes in fast allen Fällen vergrössert, diejenigen zweiter und dritter Ordnung verkleinert.

Die Drehmomente der Triebwerksgewichte befolgen das Gesetz

$$-\left[G_k\,k' + M_3\,g\,r\,(1 - a)\right]\cos\varphi$$

bei liegender Anordnung, und

$$+\left[G_k\,k' + (M_2 + M_3)\,g\,r\right]\sin\varphi$$

bei stehender Anordnung, beeinflussen daher die gefährlichen Schwingungen erster Ordnung des tangentialen Kolbendrucks. Gegengewichte ermöglichen eine Korrektur der Schwankungen des resultierenden Drehmomentes in den meisten Fällen in einem für den Parallelbetrieb günstigen Sinne.

(Schluss folgt).

Die Verfahren zur Verhütung der Lunkerbildung in Stahlblöcken.[1]

Von **R. M. Daelen** †.

Seitdem man gelernt hat, schwere Stahlblöcke zu giessen, sagen wir seit etwa 50 Jahren, hat man unausgesetzt nach Mitteln gesucht, die von dem Herabstürzen des flüssigen Metalls in die Gussform herrührenden Hohlräume im Innern der Blöcke zu vermeiden, und man hat bald verschiedene, zu diesem Ziele führende Wege entdeckt. Die eine Methode besteht darin, dass man einen starken Druck auf das Aeussere oder Innere des Blockes ausübt, während er noch flüssig in der Gussform ist, und nachdem man letztere oben geschlossen hat; nach dem anderen Verfahren wird der obere Teil des Blockes so lange in heissem und flüssigem Zustande erhalten, dass die im unteren Teile gebildeten Hohlräume sich ausfüllen können. Angewandt werden diese Prozesse besonders bei Blöcken von über 5 t Gewicht, und der erzielte Gewinn beträgt 25—35 v. H., wenn man berücksichtigt, dass der poröse Teil des Blockes vor dem Fertigschmieden abgeschnitten werden muss und nur Schrottwert hat; trotz dieser Vorsicht kommt es zuweilen vor, dass auch der fertig geschmiedete Teil noch Hohlstellen aufweist, wodurch dann der ganze Block verloren geht.

Einer der ersten Vertreter des Verfahrens der Anwendung von äusserem Druck auf den Block war *Witworth* in England; derselbe bediente sich einer Gussform (Fig. 1), welche in dem Buche „The Metallurgy of Steel" von *Howe,* New-York, beschrieben ist. Da *Witworth* den Druck auf den Block in der Richtung von oben nach unten ausübt, so muss der Druck sehr stark sein, um den Widerstand der durch die Abkühlung gebildeten Kruste zu überwinden, und es kommt ziemlich häufig vor, dass er zum Schluss nicht mehr stark genug ist, um die gewünschte Wirkung zu erzielen.

Um diesen Uebelstand zu vermeiden, hatte ich vor etwa 40 Jahren vorgeschlagen, den Druck vermittels einer auf das Innere wirkenden Pumpe auszuüben, deren Abbildung (Fig. 2) und Beschreibung sich ebenfalls in dem Buche von *Howe* (S. 156) findet. Die Versuche hatten befriedigende Resultate, wurden jedoch wegen des Vorurteils gegen das Giessen von unten aufgegeben, obwohl die Nachteile der gewöhnlichen Giessmethode durch die Anwendung des inneren Drucks vermieden werden.

[1]) Vortrag vor dem Internationalen Berg- und Hüttenmännischen Kongress in Lüttich.

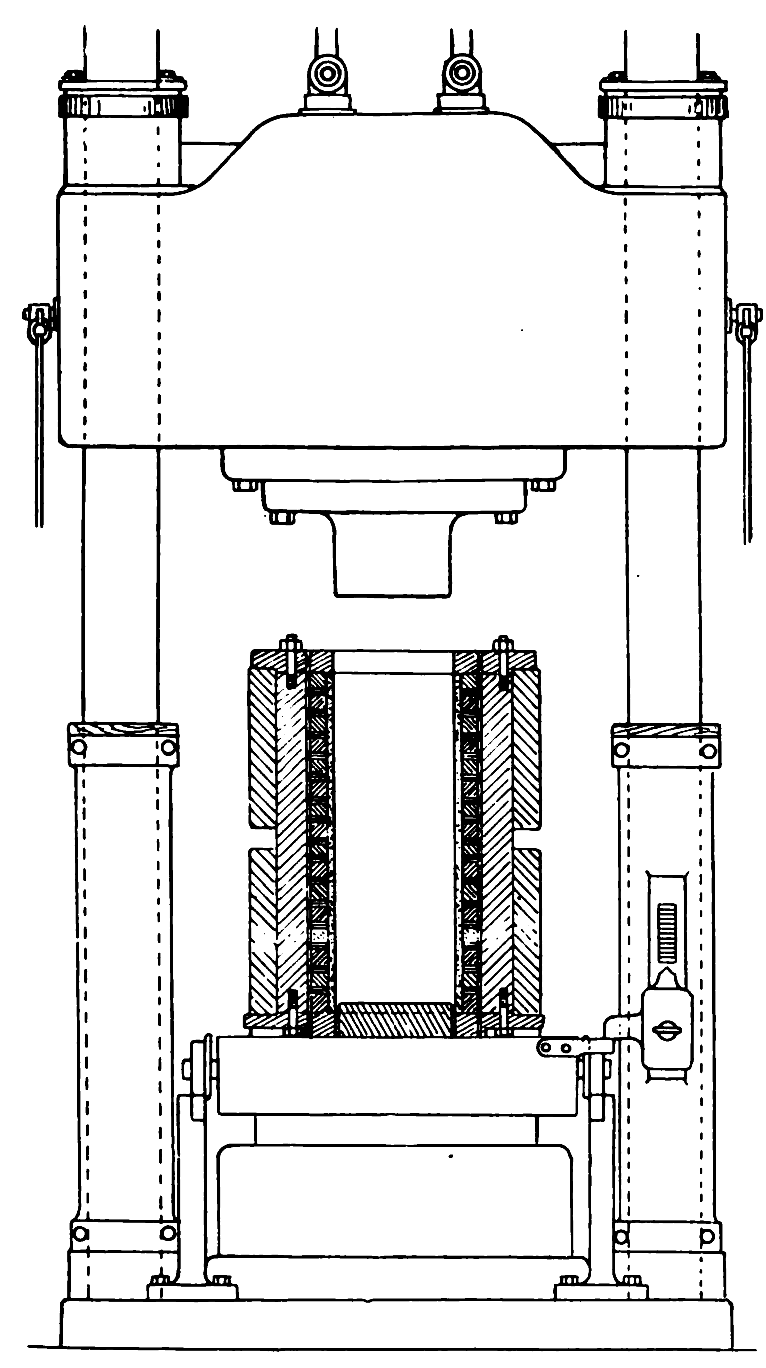


Fig. 1.

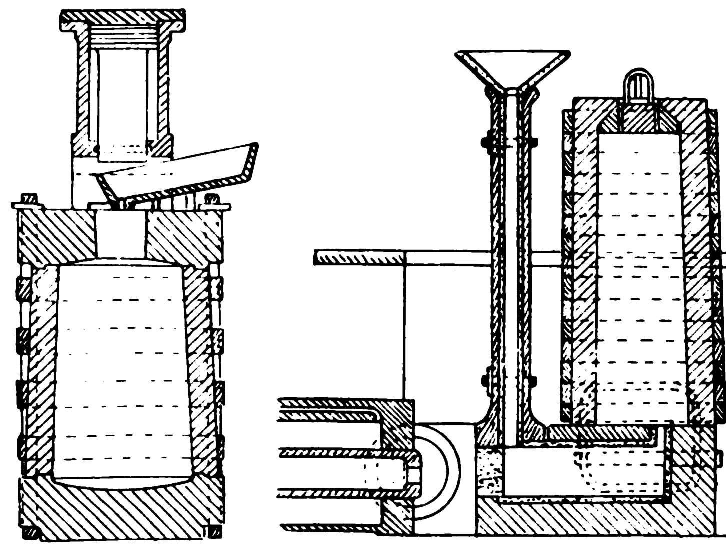


Fig. 2.

Der Erste, welcher den Druck von aussen auf die Gussform anwandte, war *C. S. T. Williams*, Tacony Works, Amerika (1883); derselbe drückte auf eine Seite der nach Fig. 3 des Berichts von *Howe* eingerichteten Gussform. Auch dieses Verfahren hatte befriedigende Ergebnisse, aber es scheint, dass die Selbstkosten zu hoch waren und die Versuche aus diesem Grunde fallen gelassen wurden.

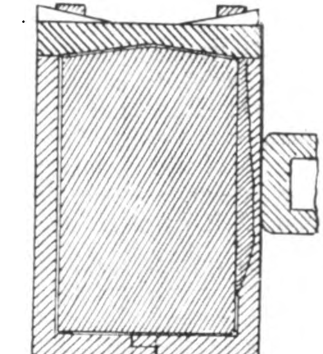


Fig. 3

Nach *Williams* hat *Harmet* - St. Etienne seinen sogen. Pressziehprozess erfunden, welcher darin besteht, dass die konische Gussform über den auf dem Boden stehenden Block gezogen wird, wobei die Gussform infolge ihrer Konizität so lange einen äusseren Druck auf den Block ausübt, als dieser hinreichend warm bleibt, damit die Pressung auf den flüssigen Teil bis zur Beendigung der Abkühlung, also bis zum Erstarren des Blockes wirkt. Dieses Verfahren hat gleichfalls sehr befriedigende Ergebnisse erzielt, allein, ebenso wie das *Williams*sche leidet es an sehr hohen Betriebskosten.

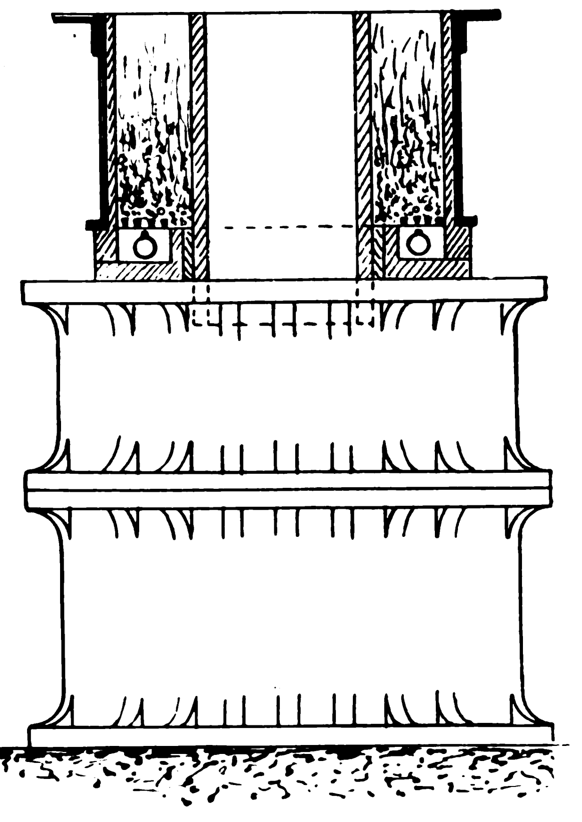


Fig. 4.

Die zweite Methode zur Vermeidung der Undichtigkeiten ist auf sehr verschiedene Weise zur Ausführung gelangt. Bei allen jedoch sind Aufsätze aus feuerfesten Steinen von etwa 500 mm Höhe, welche von oben in die Gussform eingesetzt werden, angewandt worden; man versuchte dann dadurch zum Ziele zu gelangen, dass man diese Aufsätze von aussen wie einen Tiegel erhitzte, wäh-

rend sie mit dem flüssigen Stahl gefüllt sind, oder aber dass man sie vor dem Giessen erhitzte und nachher auf die Oberfläche des Stahls eine sehr heisse Masse, flüssige Schlacke oder hoch erhitzten feuerfesten Sand brachte, während nach dem neuesten Verfahren die Oberfläche mittels Generatorgas geheizt wird.

Die erstgenannte Methode, Verwendung von Aufsätzen, ist etwas umständlich, da man für jede Gussform eines mit Koks und Pressluft geheizten *Sefström*-Ofens bedarf, der häufige Reparaturen erfordert, während die zweite Methode, Erhitzen der Form vor dem Giessen, nicht genügt, um den Block während einer hinreichend langen Zeit warm zu erhalten.

Das einzige wirklich befriedigende Verfahren ist das an dritter Stelle genannte, das Erhitzen der Oberfläche mit Generatorgas; denn die nach ihm erzielte Herabsetzung des Blockverlustes bis auf 7 v. H. kann kaum noch übertroffen werden, da es zu schwierig ist, das Gewicht eines schweren Blockes genauer zu berechnen.

Da die Blöcke im Innern dicht sind, so bleibt noch die Frage der Ausscheidung der Metalloide während des Erkaltens, deren Menge nach den in oben erwähntem Berichte veröffentlichten Analysen sehr gering ist. Es ist auch klar, dass in dieser Beziehung die Methode des Speisens der Gussform von oben derjenigen des Komprimierens des Blockes vorzuziehen ist; denn die Metalloide steigen stets nach oben und stossen dann auf ihrem Wege auf reines Metall, wodurch der Durchschnittsgehalt des Materials an Verunreinigungen herabgesetzt wird, so dass die Qualität auch des oberen Teils des Blockes den Abnehmern niemals Anlass zu Klagen gibt.

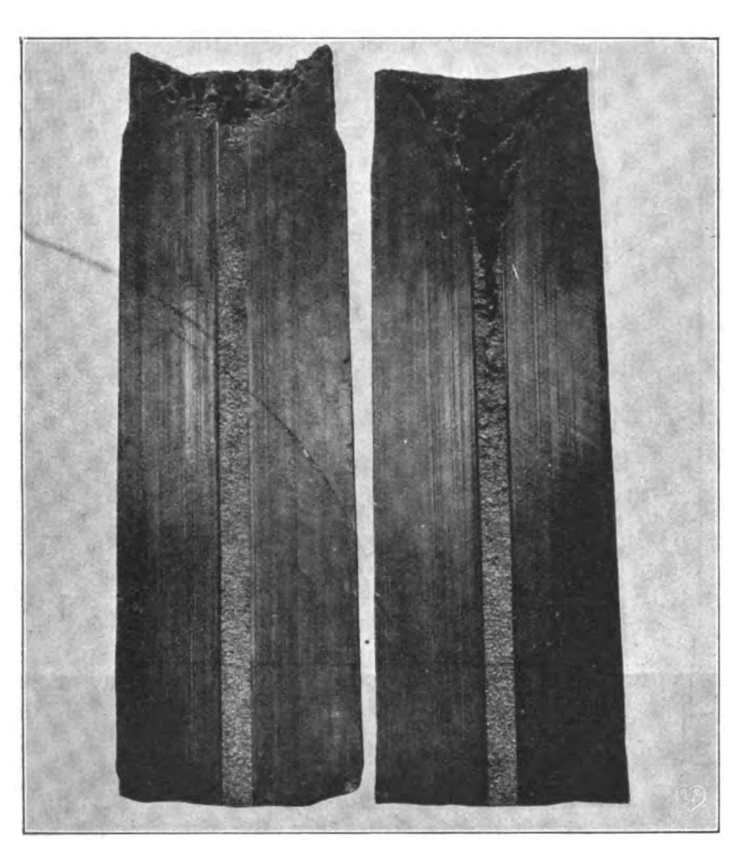


Fig. 5.

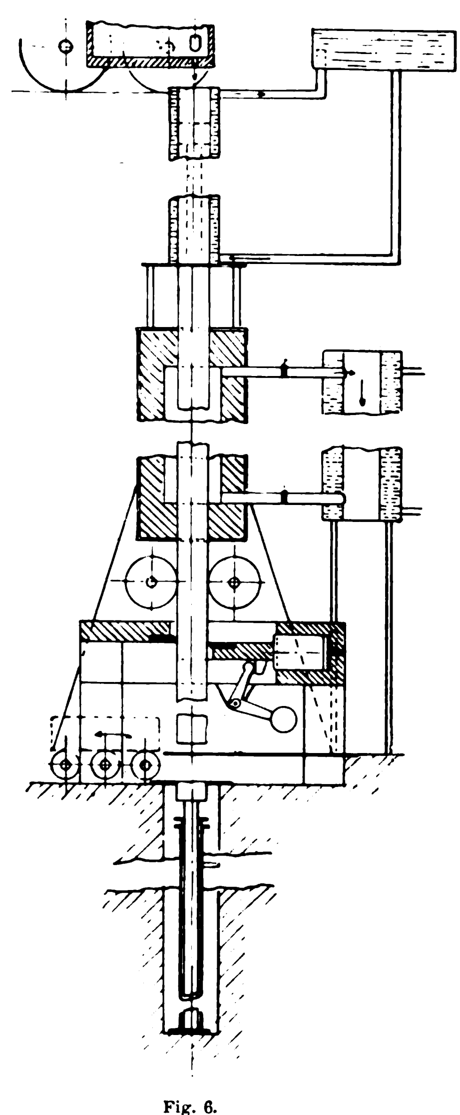


Fig. 6.

Der erste Vertreter der ersten Methode war *J. D. Ellis*, Sheffield. Sein Apparat (Fig. 4) ist in der Patentschrift des englischen Patentes No. 44 77/84 vom Jahre 1884 abgebildet.

Die zweite Methode ist in verschiedenen Werken seit etwa 30 Jahren zur Ausführung gelangt.

Das letzte Verfahren ist vor drei Jahren von *J. Riemer*, Düsseldorf, erfunden und in den meisten Industriestaaten patentiert worden. Fig. 5 ist der eine eingehende Beschreibung des Verfahrens enthaltenden Veröffentlichung der Zeitschrift „Stahl und Eisen" 1903, No. 21, und 1904, No. 7 entnommen und stellt die Querschnitte zweier Blockgüsse dar, wovon der auf der linken Seite nach dem *Riemer*schen Verfahren und der andere nach der gewöhnlichen Methode hergestellt worden sind. Das Verfahren ist in mehreren Werken im Betrieb und erzielt sehr befriedigende Ergebnisse, es ist einfach in der Anwendung und verursacht keine hohen Betriebskosten.

Eine wesentlich wichtigere Frage als die eben erörterte ist die, die inneren Undichtigkeiten und die äusseren Unebenheiten bei Blöcken geringeren Gewichts, von etwa 300—4000 kg zu vermeiden; denn diese bilden den Hauptteil der Erzeugung und stellen ein vielleicht fünf bis sechs mal grösseres Gewicht als die schweren Blöcke dar; und es ist bei ihnen die Vermeidung der äusseren Fehlstellen um so wichtiger, als die meisten lediglich gewalzt werden, während es bei den grossen ein Leichtes ist, den üblen Einfluss dieser Mängel beim Ausschmieden zu beseitigen. Aus diesem Grunde sind *Riemer* und ich bemüht, den elektrischen Strom zum Heizen der feuerfesten Wände im Oberteil der Gussform und später der Oberfläche des Blockes zu verwenden. Diese Versuche sind noch nicht abgeschlossen, allein ich hoffe, binnen kurzem günstig darüber berichten zu können. Das Verfahren ist jedoch nur auf die gewöhnliche Gussform anwendbar, in welcher die äusseren Fehlstellen und ein

gewisser Verlust am Block nicht zu vermeiden sind. Dies ist nur dadurch möglich, dass man kontinuierlich in eine Gussform giesst, welche mit dem Blocke absteigt, so dass der Einguss des Stahls immer dicht unter dem Giessloch der Pfanne bleibt, und welche lang genug ist, damit der Block für die nachfolgende Behandlung genügend abgekühlt ist. Dieses Verfahren ist dargestellt in meinem D. R.-P. No. 51 217 vom 30. Juli 1889 (Fig. 6). Ich hatte jedoch dabei den Fehler gemacht, eine feste Gussform anzuwenden, in welcher die Kruste des Blockes fortlaufend durch den hydraulischen Druck des darüber stehenden Stahls zerstört wird. Einige Jahre später habe ich einer amerikanischen Firma Zeichnungen für ein anderes System geliefert, es wurde dabei eine Gussform aus zwei Hälften benutzt, deren jede eine Kette ohne Ende bildet, und sich in geneigter Lage bewegt, so dass der Stahl stets dicht an der Mündung eintritt und der Block schliesslich auf die richtige Temperatur kommt, um in einem feuerfest ausgesetzten Rohr seine Wärme wie in den *Gjers*schen Gruben auszugleichen. Dieses Verfahren ist sehr brauchbar, allein es ist zweifelhaft, ob man die Betriebskosten genügend herabmindern könnte, um den zu seiner Einführung erforderlichen Umbau aller grossen Stahlwerke zu rechtfertigen; ein solcher Umbau aber wird unvermeidlich werden, wenn meine jetzigen Versuche von Erfolg gekrönt sein werden, die darauf hinausgehen, eine Kombination zu finden, nach welcher die Blockwalzwerke überflüssig werden und die gegossenen Blöcke gleich aufs Fertigwalzwerk gelangen. Bisher sind die Versuche so günstig verlaufen, dass sich ein gutes Endergebnis erwarten lässt und ich hoffen darf, bald über Erfolge berichten zu können.

Schnellbetrieb auf den Eisenbahnen der Gegenwart.

Von Ingenieur **M. Richter,** Bingen.

(Fortsetzung von S. 138, Bd. **319**).

Während in den vorausgegangenen Aufsätzen die Entwicklung der vierachsigen Schnellzuglokomotive durch Vorführung der neuesten Muster gezeigt werden sollte, werden sich die folgenden Blätter mit der fünfachsigen Bauart befassen, zu der allmählich sämtliche Bahnen übergehen müssen, um einerseits den grösseren Ansprüchen an die Zugkraft, anderseits an die Leistung, auf die Dauer möglichst wirtschaftlich genügen zu können. Die fortwährende Verstärkung der Zuglasten, die Vergrösserung der Geschwindigkeiten, die von Zeit zu Zeit eintritt, um dem Zug der Zeit zu folgen und mit dem Ausland Schritt zu halten, und die gleichzeitige Forderung, den teuren Vorspann zu vermeiden und trotzdem noch etwaige Verspätungen im Interesse der Verkehrssicherheit durch ausdauerndes Schnellfahren und scharfes Anfahren möglichst rasch zu beseitigen, alles dies wirkt zusammen, um der vierachsigen Lokomotive den Boden der Wirksamkeit zu entziehen und der vielachsigen Platz zu schaffen. Als Nachfolger der ersteren ist deshalb (vgl. D. p. J. 1902, **317**, S. 541) zunächst zu besprechen:

β) Die fünfachsige Lokomotive.

Wird von den Tenderlokomotiven abgesehen, so ist die fünfachsige Lokomotive mit Schlepptender, je nach dem zulässigen Achsdruck, der vierachsigen um ein Gewicht von 14 bis 25 Tonnen voraus, welches hauptsächlich der Verstärkung des Kessels zugute kommt. Ein weiterer für das Schnellfahren wichtiger Umstand ist ohne weiteres vorteilhaft mit der fünften Achse verknüpft, nämlich die Verlängerung des Radstandes und damit eine Verminderung des Einflusses der störenden Bewegungen auf den Gang der Maschine, woraus umgekehrt wieder eine grössere Schonung des Oberbaues abzuleiten ist. Die Möglichkeit und die Zulässigkeit einer grösseren Geschwindigkeit werden also gleichzeitig durch die fünfte Achse gewährleistet, ohne Rücksicht darauf, ob die letztere als Triebachse zur Vermehrung der nutzbaren Last, oder als Laufachse zur toten Last beiträgt. Wie bei der vierachsigen Lokomotive, so ist auch bei der fünfachsigen eine Einteilung in bezug auf Entwicklung von Geschwindigkeit oder von Zugkraft vorzunehmen, und demzufolge die $^1/_5$, $^2/_5$, $^3/_5$ gekuppelte Bauart zu unterscheiden.

1. Die $^1/_5$ gekuppelte Schnellzuglokomotive.

Während die vierachsige Lokomotive mit freier Triebachse als leichter Renner noch jetzt in England das grösste Ansehen geniesst, ist noch nie der Versuch gemacht worden, eine fünfachsige, ungekuppelte Lokomotive (mit Schlepptender) einzuführen; das einzige Beispiel der Bauart $^1/_5$ sind die einigermassen berühmten Lokomotiven der breitspurigen (2134 mm) englischen Westbahn aus den Jahren 1850 bis 1860, welche mit vorderem und hinterem Drehgestell als Tenderlokomotiven gebaut waren und deshalb auf ihren fünf Achsen die Vorräte mitschleppten; sie kommen mit der $^1/_8$ oder $^1/_9$ gekuppelten Lokomotive mit Schlepptender nicht zum Vergleich. Die Zylinder lagen übrigens innen, und bei der ersten Serie hatten die Triebräder, welche keinen Spurkranz besassen, bis 2,74 m Durchmesser. Es wurden mit den damaligen Zügen von 50 bis 80 t L. T. auf leichten Gefällen Geschwindigkeiten bis 130 km/St. erreicht, wobei eines Tages, nebenbei bemerkt, eine folgenschwere Entgleisung stattfand.

Von Interesse mag es sein zu erwähnen, dass, als in Deutschland die Schnellfahrfrage vor mehreren Jahren auftauchte und es sich vor allem darum handelte, dem elektrischen Schnellwagen Berlin—Zossen eine ebenbürtige Dampflokomotive entgegen zu stellen, ein Entwurf von *v. Borries* (*Glasers* Annalen 15. Juni 1901) ebenfalls eine $^1/_5$ gekuppelte Tenderlokomotive zugrunde legte, welche ziemlich genau dem alten englischen Vorbild sich anschloss, dabei aber mit sämtlichen Errungenschaften des heutigen Lokomotivbaues ausgestattet war: Verbundsystem, Ueberhitzung, Luftschneiden usw. waren vorgesehen. Von dem Gesamtgewicht von 64 t sollten 16 t auf die Triebachse kommen, — und das bricht in Deutschland jeder ungekuppelten Lokomotive den Hals, mag sie im übrigen noch so ideal sich erweisen; denn 16 t ist eben zu wenig, wenn schwere Züge zu befördern oder mit leichteren Zügen lange Steigungen von über 1 : 100 zu überwinden sind. Für die Würdigung eines solchen Entwurfs müsste das Betriebsprogramm in betreff der Zuglast als streng eingehalten vorausgesetzt werden, und ferner sind auch dann noch beste Geländeverhältnisse (Berlin—Hamburg usw.) Bedingung. Für das Anfahren wäre ein sparsamer, aber sehr wirksamer Sandstreuer anzubringen, und ein Zugkraftverstärker, welcher durch Aenderung der Federspannungen bezw. Armverhältnisse der Ausgleichshebel vorübergehend die Laufachsen entlastete und die Trieb-

achslast auf 18 bis 20 t brächte, — wie gesagt, nur für die Dauer des Anfahrens; auch in Deutschland könnte eine solche Vorrichtung riskiert werden, ohne Schaden für den Oberbau, dem man zu wenig zutraut. Mit verhältnismässig einfachen Lokomotiven, die nicht teuer, nicht zu schwer und weder im Verbrauch noch in der Unterhaltung zu kostspielig sind, liesse sich dann ein Schnellverkehr auf günstigen Strecken einrichten. Da die geringe Zugkraft der freien Triebachse, vielleicht $\frac{1}{6} \cdot 18\,t = 3000\,kg$ durchschnittlich, erst bei Geschwindigkeiten über 90 km/St. die volle Kesselleistung von 900 bis 1000 PS verzehrt, so ist eine ungekuppelte Lokomotive für geringere Dauergeschwindigkeiten nicht brauchbar; bei grösseren Kesseln, bis 1500 PS, wie sie auf fünf Achsen untergebracht werden ($^1/_5$ mit Schlepptender), müsste zur Tilgung der grossen Kesselleistung die Geschwindigkeit sogar mindestens 120 bis 130 km/St. auf die Dauer betragen, während beim Anfahren und bei schärferen Steigungen künstliche Mittel aushelfen müssten, wie Nachschub, Zugkraftverstärker usw.

Mit vorderem und hinterem Drehgestell versehen, wobei die Triebachse mit nicht zu hohen Rädern (weil *über* ihnen der grosse Kessel Platz finden muss) in die Mitte genommen wird; mit breitem, über dem hinteren Gestell liegendem Rost in einer tiefen Feuerkiste; mit Luftschneiden, inneren Verbundzylindern, gutem Dampftrockner, und endlich mit leichtem Tender, der mit Wasserschöpfvorrichtung versehen und mit der Maschine möglichst steif gekuppelt ist, so dass sein Radstand und Gewicht demjenigen der Maschine zuzurechnen sind und den Ausgleich der hin- und hergehenden Massen bedeutend erleichtern, — eine solche Maschine lässt sich unbedenklich für die höchsten Geschwindigkeiten verwenden und kann den Kampf mit der Elektrotechnik am wirksamsten aufnehmen. Selbstredend muss sie noch anderen Bedingungen nachkommen: durch weite Kanäle muss die Dampfdrosselung vermindert, durch gute Entlastung, Kolbenschieber usw. die Schieberreibung verkleinert werden; durch Vergrösserung der schädlichen Räume und passende Wahl der negativen inneren Deckung wird einer allzu hohen Kompression vorgebeugt und der Gang stossfrei gemacht; die Verfeuerung flüssiger Brennstoffe oder die selbsttätige Beschickung, sowie die Speisewasservorwärmung ist einzurichten und trägt nicht nur zur Schonung von Maschine und Mannschaft, zur Ersparnis an Unterhaltung, sondern auch zur Erhöhung der Wirkungsgrade bei.

Der Ausbau einer solchen Lokomotive wäre für eine *wirkliche* Schnellbahn mit häufig fahrenden, selten haltenden, nicht zu schweren Zügen ein dankbarer Gegenstand.

Für den *gegenwärtigen* Eisenbahnbetrieb kommt nun freilich eine solche Lokomotive im allgemeinen nicht in Betracht. Die Längenprofile, vielfach auch die Querprofile (Neigungs- und Krümmungsverhältnisse) der meisten Bahnen sind zu ungünstig, die Züge zu selten und deshalb zu schwer, und die Fahrgeschwindigkeiten schon aus diesen Gründen nicht hoch genug, als dass die freie Triebachse sich bezahlt machen würde. So sieht man überall, wo bisher die ungekuppelte Lokomotive ihre Fähigkeiten entwickeln durfte, die zweifach und gar dreifach gekuppelte erscheinen, um die erstere, die sich eben nur für ein Schnellbahnprogramm eignet, zu vertreiben; so in England, wo bis in die neueste Zeit die freie Triebachse den Boden behauptete. Auch in Amerika, wo der Achsdruck bis 25 t zu betragen pflegt, greift man trotzdem lieber zu $^3/_6$ mit 70 t als zu $^1/_4$ mit 25 t Adhäsionsgewicht. Dies beweist gar nichts gegen die freie Triebachse, wohl aber deutet es eben darauf hin, dass die Dampflokomotive in des Wortes wahrer Bedeutung „im alten Gleise" weiterfährt und sich noch nicht auf das Schnellbahngleis hinaufwagt, wenn auch ab und zu, da und dort Versuche in dieser Beziehung stattfinden; der Fahrplan zeigt wenigstens in Deutschland nichts davon.

2. Die $^2/_5$ gekuppelte Schnellzuglokomotive.

Im Jahre 1895 bildete man zum ersten Male, und zwar gleichzeitig in Amerika *(Atlantic Coast line)* und in Europa *(Kaiser Ferdinands-Nordbahn)* eine $^2/_5$ gekuppelte Gattung aus, indem man an das Hinterende der bisherigen $^2/_4$ gekuppelten Maschine noch eine Laufachse legte, und zwar zu dem Zweck, um das Dienstgewicht der Lokomotive entsprechend dem grösseren Kessel erhöhen zu können, ohne die zulässigen Achsdrücke überschreiten oder das Drehgestell übermässig belasten zu müssen. In zweiter Linie gewann man dadurch eine Reihe von Vorteilen, die die Verwendbarkeit der Lokomotive für das Schnellfahren steigerten:

Zunächst ergab sich eine Verlängerung des Radstandes, durch welche dem inneren Schlingern der Maschine in besserer Weise entgegengewirkt wird als durch Gegengewichte, wenn man nämlich die freien Fliehkräfte der letzteren nicht in Kauf nehmen will; auch das äussere (eigentliche) Schlingern wird günstig beeinflusst; durch die grössere Masse der fünfachsigen Lokomotive wird ebenfalls der Einfluss der störenden Bewegungen (inneres Schlingern und Zucken) verringert.

In konstruktiver Beziehung wirkt die Lage der Laufachse am Hinterende befreiend auf die Ausbildung des Rostes der Breite nach, und in gesundheitlicher Beziehung endlich ist sie für die Mannschaft von Vorteil, welche das Stossen der Kuppelachsen gern vermisst. Die neue Bauart wurde in Amerika ihrer ersten Zugehörigkeit wegen als *„Atlantic type"* bezeichnet.

Die durch das Mehrgewicht der Lokomotive gewonnene Mehrleistung wird nun in Deutschland in den meisten Fällen nicht ausgenutzt, und die $^2/_5$ gekuppelte Lokomotive bedeutet deshalb für Deutschland einen kommerziellen Rückschritt, da eben auf Kosten der Nutzlast die tote Last von zwei auf drei Achsen vermehrt ist, abgesehen von der Grösse des Tendergewichts. Ausgenommen sind solche Fälle, wo die $^2/_5$ gekuppelte Lokomotive im Betrieb zeigt, dass sie vorübergehenden Mehrbelastungen besser gewachsen ist, als die dauernd aufs höchste beanspruchte $^2/_4$ gekuppelte Lokomotive, dass sie also für Notfälle eine Kraftreserve zur Verfügung hat und deshalb ohne Zuhilfenahme des früher so häufigen Vorspanns auch bei überlasteten Zügen Fahrzeit zu halten oder noch besser auch Verspätungen einzuholen imstande ist. Kann sie dies aber nicht, so hat sie ihren Zweck verfehlt, und die Ursache davon ist zu bescheiden gewählte Grösse der Abmessungen. Mit diesen darf nicht gegeizt werden, da der Eigenwiderstand solcher Lokomotiven mit der fünften Achse, dem schweren Tender (und den vier Zylindern) bedeutend grösser ist als derjenige der einfachen $^2/_4$ gekuppelten Lokomotive. So leistet anscheinend die *de Glehn*sche $^2/_5$ der Preussischen Staatsbahnen (von der älteren Bauart) infolge zu mässiger Abmessungen nicht mehr als die bisherige $^2/_4$ Verbund, wohl aber häufig weniger als diese, während die freigiebig bemessene $^2/_5$ der Badischen Staatsbahnen in jeder Beziehung den Erwartungen gerecht wird.

In Amerika sind auffallenderweise die Verhältnisse ziemlich dieselben, obwohl die hohen Achsdrücke auch für die vierachsige Lokomotive das Verwendungsgebiet sehr stark erweitern. Infolge der verhältnismässig grösseren Ansprüche musste auch hier das Gewicht noch um 10 bis 20 t hinaufgeschoben werden, um Zugkraft und Leistung zu steigern.

Hinsichtlich der Bauarten der $^2/_5$ gekuppelten Loko-

motive ist die Einteilung dieselbe wie bei der vierachsigen, und es sind daher zu besprechen:

A. *Zwillingslokomotiven.*

Die alten Vorteile der Zwillingsmaschine: einfaches Triebwerk, einfache Steuerung, geringer Schmierstoffverbrauch, guter maschineller Wirkungsgrad, sicheres, rasches Anfahren, geringere Anlage- und Unterhaltungskosten, verhältnismässig geringes Dienstgewicht, sorgen dafür, dass auf gewissen Bahnen bis jetzt die Vierzylinder-Verbundmaschine unbekannt geblieben ist, so auf den meisten englischen und sehr vielen amerikanischen Bahnen. Die $^2/_5$ gekuppelte Lokomotive mit Zwillingswirkung verdient daher in vielen Fällen dieselbe Beachtung, wie die durch günstigen Massenausgleich ausgezeichnete Maschine mit vier Zylindern, und sie hat auch tatsächlich so viele Erfolge aufzuweisen, dass es nicht so bald gelingen wird, an ihre Stelle etwas besseres zu setzen.

Eine Reihe hervorragender Muster ist in der folgenden Tabelle enthalten, in welcher für die Berechnung der Zugkraft und Leistung wieder die früheren Annahmen gelten sollen (D. p. J. 1904, **319**, S. 55), nämlich:

$$\text{Maschinenzugkraft} \quad Z_1 = 0{,}5 \frac{d^2 p s}{D}$$

$$\text{Reibungszugkraft} \quad Z_2 = 0{,}15\ Q_a$$

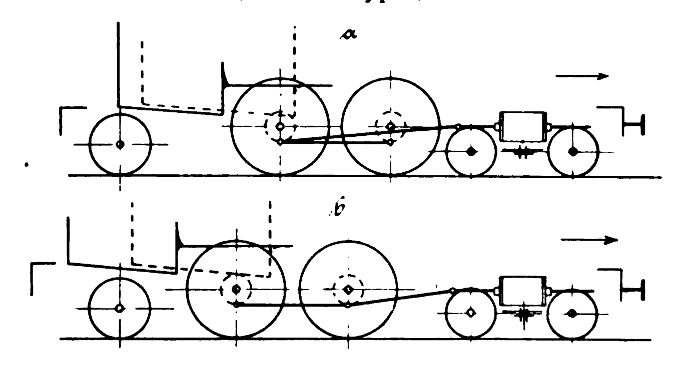
$$\text{Leistung} \quad N = 0{,}1 \left(6{,}5 - \frac{n}{100}\right) \sqrt{n}.$$

Bei den Wertziffern ist wieder das Tendergewicht durch die Zahlen in Klammern berücksichtigt. Die feuerberührte (innere) Heizfläche ist mit 0,9 der wasserberührten angesetzt. —

		Zwilling									Verbund	
	Kais. Ferdinand-Nordbahn	Pfalzbahn	Holländ. Staatsbahn	Lancashire — Yorkshire	Engl. Nordbahn	Engl. Nordostbahn	Französ. Staatsbahn	New York Zentralbahn	Chicago Rock Island & Pacific	Zentralbahn von New Jersey	Ungarische Staatsbahn	Pfalzbahn
Fig.	2	3	5	6	8	9	11	12	14	15	16	21
											(1 : 2,25)	(1 : 2,18)
Zylinderdurchmesser d . . . . mm	470	490	483	483	483	508	438	534	514	522	500/750	440/650
Kolbenhub s . . . . „	600	570	660	660	610	712	660	660	660	660	680	660
Triebraddurchmesser D . . . . „	2000	1980	2134	2220	1980	2084	2140	2005	1995	2160	2100	1870
Kesseldruck p . . . . at	13	13	13	12	12,3	14	15	14	14,8	14,8	13	15
Innere Heizfläche H . . . . . qm	151,7	175,0	164 (Serve)	192,0	208	206	174,3	293,0	262	255	170	191
Rostfläche R . . . . „	2,9	2,81	3,0	2,42	2,9	2,52	3,25	4,7	5,0	7,62	2,82	2,91
Dienstgewicht Q ohne Tender . t	59,5	58,5	65,5	59,9	66,7	73,5	63,1	80,0	73,6	86,8	64,7	65,9
Dienstgewicht Q mit „ . . „	96,6	98,5	111,2	91,1	108,4	118	98,7	130,9	123,6	143,2	104,2	105,9
Reibungsgewicht Q_a . . . . . „	28,0	30,0	29,5	35,7	36,7	39,8	32,6	43,2 / 47,7	39,6	45,2	30,9	30,4
Vorräte Kohlen . . . . . . „	7,5	6,0	5,0	5,0	5,0	5,0	6,1	10,0	10,0	12,0	6.5	6,0
Vorräte Wasser . . . . . . „	15,0	16,0	18,0	10,4	16,7	16,7	13,6	19,0	18,8	22,6	17,1	16,0
Tourenzahl (min.) n bei 97 km/St. —	258	260	241	234	260	247	241	257	258	240	244	275
Leistung N bei 97 km/St. PS	950	1100	940	1230	1310	1290	1110	(1830)	(1640)	(1620)	(1220)	1330
Maschinenzugkraft Z_1 . . . . . kg	4300	4500	4720	4220	4420	6200	4440	6580	6450	6200	4750	4460
Reibungszugkraft Z_2 . . . . . „	4200	4500	4420	5350	5500	5970	4880	6480 / (7160)	5950	6780	4630	4550
Kraftziffer $\frac{Z_2}{Z_1}$ . . . . —	0,98	1,0	0,93	1,27	1,24	0,96	1,1	0,99 / (1,09)	0,92	1,09	0,94	1,02
Gewichtsziffer $\frac{Q_a}{Q}$ . . . . . . —	0,47 (0,29)	0,51 (0,32)	0,45 (0,27)	0,6 (0,39)	0,55 (0,34)	0,68 (0,42)	0,52 (0,33)	0,54 (0,28)	0,54 (0,32)	0,52 (0,28)	0,48 (0,3)	0,46 (0,29)
Ladeziffer des Tenders . . . . —	0,61	0,55	0,5	0,49	0,52	0,49	0,55	0,57	0,58	0,61	0,61	0,55
Kraftwert $\frac{Z_1}{Q}$ . . . . kg/t	72,0 (44,5)	77,0 (46)	72,0 (42)	70,5 (46,5)	66,5 (40,7)	84,5 (52,5)	70,5 (45)	82,4 (50,2)	87,5 (52)	71,5 (43,2)	76,5 (47,5)	67,8 42,2
Geschwindigkeitswert $\frac{N}{Q}$ . . PS/t	16 (9,85)	18,8 (11,2)	14,3 (8,45)	20,5 (12,5)	19,7 (13,1)	17,6 (10,9)	17,6 (11,2)	22,9 (14)	22,3 (13,2)	18,7 (11,3)	18,8 (11,7)	20,2 12,6

In bezug auf die Anordnung des Triebwerkes sind zwei Bauarten zu unterscheiden:

Aus Amerika („Atlantic type") stammt die auch in



a. Atlantic-Type. b. Europäische Type.
Fig. 1. Achsverteilung der $^2/_5$ gek. Lokomotiven.

England meist übliche Bauart, die zweite Triebachse antreiben zu lassen und die erste als Kuppelachse auszubilden (Fig. 1a). Es bedingt dies sehr lange Pleuelstangen (bis 3,5 m lang!), also geringen Kreuzkopfdruck und ruhigen Gang in bezug auf Wanken und Nicken, vergrössert aber die hin- und hergehenden Massen nicht nur infolge der grossen Stangenlänge an sich, sondern auch wegen der aus Knickfestigkeitsrücksichten verstärkten Abmessungen des Querschnitts der Stangen, um das „Peitschen" derselben bei grosser Tourenzahl zu verhindern, und verursacht deshalb entsprechend hohen Massenausgleich mit seinen üblen Folgen, über die man nur in Amerika und England gleichgültig hinwegsieht.

Auf dem europäischen Festland pflegt man dagegen allgemein die vordere Triebachse als Hauptachse, die hin-

tere als Kuppelachse anzunehmen, wodurch der feste Radstand (bis Drehgestellzapfen gemessen) verlängert, die Stangenlänge verkürzt wird (Fig. 1 b). Dieser Anordnung ist deshalb der Vorzug zu geben.

Im übrigen sind noch Verschiedenheiten im Bau der Feuerbüchse vorhanden. In Europa wird dieselbe häufig noch aus Gründen der Lastverteilung in alter Weise zwischen die Rahmen, oder doch über denselben zwischen die Triebräder eingepfercht, so dass sie bei nur 1,0 m bezw. höchstens 1,2 m lichter Rostbreite bei einigermassen bedeutender Rostfläche eine grosse Länge erhält, deshalb ohne Schrägrost überhaupt nicht mehr richtig zu bedienen und in betreff ihrer Funktion als „Lunge" des Ganzen ernstlich geschädigt ist. Nach amerikanischer Anschauung ist deshalb nur die „breite" Feuerbüchse von etwa quadratischer Grundfläche, welche über die Rahmen und günstigerweise niedrigen Hinterräder bequem seitlich ausgebildet werden kann und so die verfügbare Breite der Maschine richtig ausnutzt, das zu erstrebende Ideal; auch für die Zugänglichkeit bei Besichtigung und Reparatur ist ohne weiteres dadurch gesorgt, während die Beschickung und Entschlackung ebenfalls bequem ausfällt. Dabei ist abgesehen davon, dass nur die breite Feuerbüchse eine beliebige Steigerung der Kesselleistung in Abhängigkeit von der Grösse des Rostes zulässt.

Im einzelnen ist über die in der Tabelle aufgeführten Lokomotiven folgendes zu bemerken:

1. Die *Schnellzuglokomotive der Kaiser Ferdinand-Nordbahn* (Oesterreich), gebaut 1895 in grösserer Anzahl

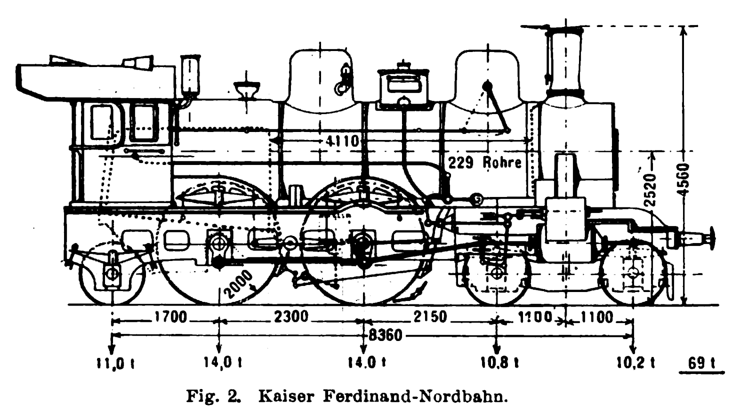


Fig. 2. Kaiser Ferdinand-Nordbahn.

bei *Sigl*, *Wiener Neustadt*, ausgestellt in Paris 1900, ist die erste auf europäischem Boden entstandene $^2/_5$-gekuppelte Lokomotive, vielleicht die erste überhaupt. Sie gleicht noch sehr der $^2/_4$-gekuppelten Maschine, als deren Abkömmling sie zu betrachten ist (Fig. 2).

Da der Achsdruck von 14 t nicht überschritten werden durfte, so erforderte die Unterbringung des „grossen" Kessels eine fünfte Achse, die ihren Platz nahe bei der Kuppelachse am Hinterende fand, so dass die schmale Feuerkiste von zwei Achsen gestützt ist; immerhin wurde durch Aussenrahmen dafür gesorgt, dass die volle Breite zwischen den Rädern verfügbar blieb. Der Rahmenbau ist alt österreichisches-süddeutsches Muster: „alles aussen", nur das Drehgestell hat Innenrahmen. Die Breite der Maschine an den Zylindern ist entsprechend gross, und ebenso der Massendruckhebelarm, so dass das innere Schlingern an sich stark sein muss. Die hintere Achse ist als freie Achse mit 10 mm Verschiebbarkeit nach jeder Seite und 32 mm in der Längsrichtung ausgebildet.

Der Kessel, dessen Mitte die für Europa im Jahre 1895 hohe Lage von 2,52 m über S. O. hat, trägt zwei unabhängige Dome, deren vorderer den Regler mit äusserer Zugstange enthält, während der hintere zwei Pop-Ventile trägt. Infolge Ausgleichs der Triebachsbelastungen durch Längshebel ist das Ganze in fünf Punkten gestützt.

Diese Lokomotive befördert die Schnellzüge Wien—Krakau, und ist gebaut, um Züge von 150 bis 180 t h. T. im Flachland mit 90, und Züge von 200 t h. T. mit 80 $^{km}/_{St.}$ grösster Geschwindigkeit zu führen. Im Fahrplan wird von dem schnellsten Zug die 413 km lange Strecke Wien—Krakau in 6 St. 53 Min. mit achtmaligem Anhalten von zusammen 29 Min. Zeitverlust zurückgelegt, so dass die Reisegeschwindigkeit (einschliesslich Aufenthalte) genau 60 $^{km}/_{St.}$, die reine Fahrgeschwindigkeit 64,6 $^{km}/_{St.}$ beträgt. Die Teilstrecke Lundenburg—Prerau 100 km, wird von diesem Zug in 1 St. 26 Min., also mit durchschnittlich 70 $^{km}/_{St.}$ durchfahren.

Mit 203 t h. T. gelang es dieser Gattung, eine 8 km lange Steigung von 1 : 375 mit 80 $^{km}/_{St.}$ zu erklimmen, wobei die Füllung nur 18 bis 23 v. H. betrug. Die dabei ermittelte Höchstleistung war 1027 PS, während nach der Tabelle nur 950 PS auf die Dauer zu erwarten sind. Bei Probefahrten wurde eine Höchstgeschwindigkeit von 126 $^{km}/_{St.}$ erreicht.

(Fortsetzung folgt).

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Elektrotechnik in Einzeldarstellungen. Herausgegeben von Dr. *G. Benischke*. Heft 6: **Die elektrischen Bogenlampen deren Prinzip, Konstruktion und Anwendung.** Von *J. Zeidler*. Mit 130 Abb. und 1 Kurventafel. Braunschweig, 1905. Fr. Vieweg & Sohn. Preis geh. 5,50 M., geb. 6 M.

Handbuch der angewandten physikalischen Chemie. Herausgegeben von Prof. Dr. *G. Bredig*. Band I: **Elektrochemie wässeriger Lösungen.** Von Dr. *Fritz Foerster*, o. Prof. an der technischen Hochschule zu Dresden. Mit 121 Abb. Band II: **Physikalisch-Chemische Mineralogie.** Von Dr. *C. Doelter*, Professor der Mineralogie an der Universität Graz. Mit 66 Abb. Leipzig, 1905. J. A. Barth. Preis des I. Bandes geh. 20 M., geb. 21 M., des II. Bandes geh. 12 M., geb. 13 M.

Berichte über Geheimmittel, welche zur Verhütung und Beseitigung von Kesselstein dienen sollen. Mit einer Einleitung über Kesselspeisewasser und dessen Reinigung. Unter besonderer Mitwirkung von Dr. *H. Bunte*, Geh. Hofrat und Dr. *P. Eitner*, Privatdozent. Beide an der techn. Hochschule Karlsruhe. Im Auftrage des Internationalen Verbandes der Dampfkessel-Ueberwachungsvereine gesammelt von *G. Eckermann*, Oberingenieur des Norddeutschen Vereins zur Ueberwachung von Dampfkesseln in Altona. Hamburg, 1905. Boysen & Maasch. Preis geb. 2,80 M.

Die Entwicklung und Zukunft des Bergbaues und der Eisenindustrie. Von *Robert Schneider*. Bochum, 1905. Selbstverlag.

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

86. Jahrg., Bd. 320, Heft 37. **Berlin, 16. September 1905.**

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Neue Holzbearbeitungsmaschinen.

Von Adj. Professor **P. von Denffer**, Riga.

Die grosse Zahl der Spezialmaschinen zur Räderfabrikation [1]) ist um einige neue Arten vermehrt worden, gezeitigt durch bedeutende Aufträge zur Herstellung von Artillerie- und Trainfahrzeugen für das russische Heer.

Die für die Räder dieser Fahrzeuge geltenden Bestimmungen, dass die Felgen aus einem Stück bestehen sollen, schliessen die Benutzung der sonst üblichen Maschinen aus, da letztere für aus mehreren Segmenten zusammengesetzte Felgen eingerichtet sind. In gegebener Veranlassung sind nun von der Gesellschaft zur Fabrikation von Holzbearbeitungsmaschinen *„Stella"* in Riga nachstehend beschriebene Maschinen entworfen und gebaut, mittels derer die aus einem Stück gebogenen Felgen zunächst an den Seiten parallel beschnitten bezw. behobelt werden, um dann noch am äusseren und inneren Umfange behobelt zu werden.

Die in den Handel gebrachten Radfelgen bestehen aus einem, nur annähernd zur Kreisform gebogenen Stück jungen überaus zähen Eschenholzes, das aus dem Stamm gespalten, am äusseren Umfange der Felge noch die Rinde trägt. Die Enden sind übereinander gelegt (Fig. 1) und in solchem Zustand wird der Reifen getrocknet.

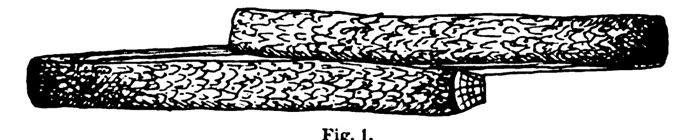


Fig. 1.

Bei der Bearbeitung eines solchen Reifens werden zunächst die Enden gekürzt, entsprechend der erforderlichen Länge des Felgenumfanges, dann wird der Reifen so weit auseinander gespreizt, bis die Enden aufeinander stossen; zur Sicherung dieser Lage wird von der Innenseite wohl auch noch eine eiserne Klammer hineingetrieben (Fig. 2). In diesem Zustande kommen die Felgen

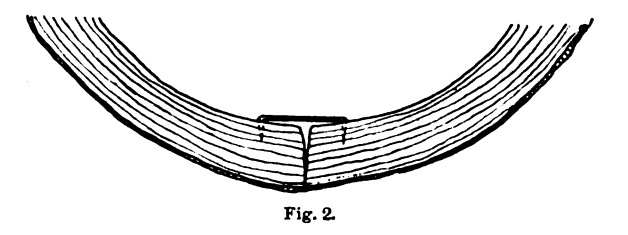


Fig. 2.

auf die Beschneidemaschine, um die Seiten der Felge, die in rohem Zustande etwa den Querschnitt Fig. 3 hat, zu beschneiden und auf die erforderliche Stärke *s* zu bringen.

Die diesem Zwecke dienende Maschine arbeitet entweder mit einem wagerechten Kreissägeblatt, das die parallelen Schnitte *a—b* und *c—d* (Fig. 3) ausführt, oder mit rotierenden Messern, die das Material bis an die Ebenen *a—b* und *c—d* zerspanen; in beiden Fällen können die beiden Flächen nur nacheinander bearbeitet werden, so dass einmaliges Umwenden jeder Felge erforderlich ist.

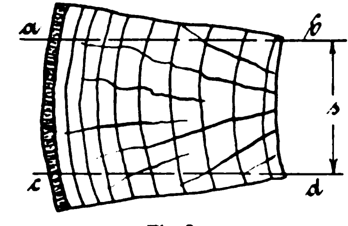


Fig. 3.

Die *Felgenbeschneidemaschine* (Fig. 4) besteht aus einem sehr schweren Gestell, das an einem Ende den Bock zur Aufnahme der senkrechten Welle für die Säge oder den Messerkopf trägt. Die Lager der Welle sind an einem senkrechten Supportschlitten angegossen, der mittels Handrad und Spindel in der Höhe verstellbar, die Lage der Schnittebene der jeweiligen Felgenstärke anzupassen gestattet.

Die zu beschneidende Felge kommt auf einen kreisrunden Tisch, der auf seiner Unterlage gedreht werden kann. Letztere lässt sich in Führungen des Gestelles in wagerechter Richtung verschieben, um den Tisch und somit die Felge dem rotierenden Werkzeug entgegen zu führen. Hat man die Felge in das Bereich der Säge oder des Messerkopfes gebracht, so wird die selbsttätige Drehung des Tisches eingeleitet, so dass bei ein- oder mehrmaligem Umlauf die eine Seite der Felge fertig bearbeitet werden kann. Hierauf wird der Drehtisch in seine Anfangsstellung zurückgeführt, die Felge umgewendet und in gleicher Weise die andere Seite derselben bearbeitet.

Die Abmessungen der Maschine sind derart gewählt, dass auf dem Tische Felgen von 900—1300 mm Durchmesser aufgespannt werden können.

Die Aufspannungsvorrichtung für die Felgen besteht aus drei Klauen, [2]) die in radialen Führungen laufend, gleichzeitig durch Drehen eines Aufsteckschlüssels mittels Schnecke und Scheibe mit exzentrischen Schlitzen, dem Zentrum genähert oder von demselben entfernt werden können. Ausserdem können noch die Klauen auf ihren Gleitstücken verstellt werden, um ihre Stellung dem jeweiligen Felgendurchmesser anzupassen. Dank dieser Vorrichtung geht das Einspannen der Felgen sehr schnell und sicher von statten, und da die Felgen auf den eben gedrehten Tisch zu liegen kommen, kann der Arbeiter sogleich die zu stark windschiefen Felgen ausscheiden.

---

[1]) Vergl. Katalog der *Defiance Machine Works*, Defiance Ohio.

[2]) Da bei der Anwendung von nur drei Klauen die grossen Felgen leicht verspannt werden, so werden die nur für grössere Felgen (von 1300 mm Durchmesser) bestimmten Beschneidemaschinen mit sechs Klauen ausgerüstet.



Letzterer Umstand ist sehr wichtig, da bei dem früher üblichen Verfahren — Beschneiden der Felgen von Hand auf gewöhnlichen stehenden Kreissägen — ein grosser Teil windschiefer Felgen bearbeitet wurde, der sich hernach als untauglich erwies.

Die Verschiebung des Drehtisches geschieht von dem vor der Maschine angebrachten Handrade aus mittels Stirnräderübersetzung und Zahnstangen zu beiden Seiten des Tisches.

Die Tischdrehung wird von einer innerhalb des Gestelles gelagerten Welle bewirkt, die eine Schnecke mit Nut auf langer Feder trägt. Die Schnecke im Eingriff mit einem Rad am Drehtisch wird bei der Verschiebung des letzteren mitgenommen, so dass die Drehung des Tisches in jeder Stellung eingeleitet werden kann. Dieses geschieht durch Einrücken einer Kegelreibungskupplung, wodurch die auf der Schneckenwelle lose umlaufenden Stufenscheiben mit der Welle verbunden werden. Diese Verbindung hält nur so lange an, als der Arbeiter den vorne an der Maschine befindlichen Fusstritt niederdrückt, gibt er ihn frei, so wird durch eine Feder die Kupplung ausgerückt und der Tisch steht still.

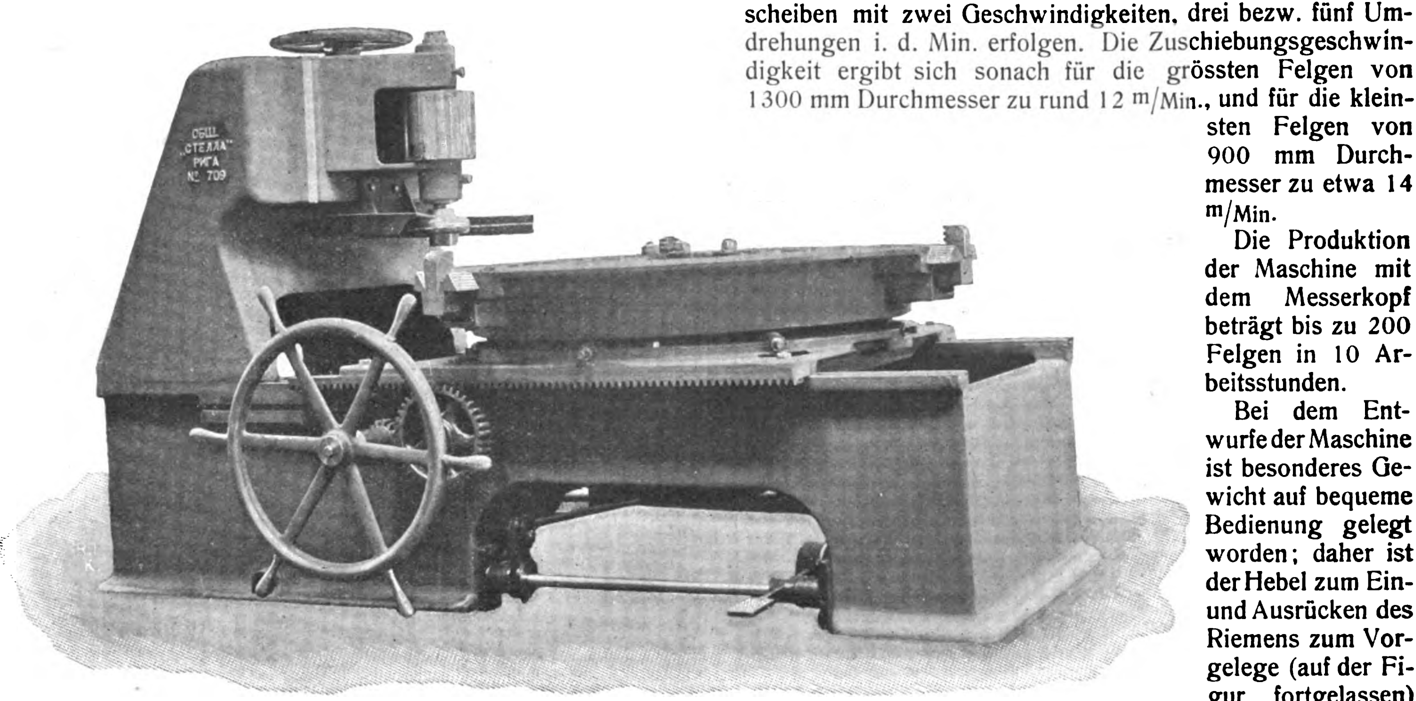


Fig. 4.

Die stehende Sägewelle ist zweifach gelagert — ungeteilte Lager mit Rotgussbüchsen — und hängt oben an einem nachstellbaren Kugellager. Als Schmierung ist für alle Lager Fettschmierung vorgesehen, nur die Schnecke für den Drehtisch läuft in einem Oelkasten.

Der Antrieb der Maschine erfolgt von einem Vorgelege aus, das mit 250 Umdrehungen i. d. Min. umläuft; Fest- und Losscheiben desselben haben einen Durchmesser von 300 mm bei 150 mm Breite. Die senkrechte Welle erhält ihren Antrieb von einer kurzen, im Maschinengestell gelagerten Zwischenwelle aus, mittels zweier am Bock angebrachten Leitrollen, und läuft mit rund 2000 Umdrehungen i. d. Min. Bei einem Durchmesser des Sägeblatts von 500 mm erhält man eine Schnittgeschwindigkeit von rund 52 m/Sek. Der Messerkopf besteht aus vier Flügeln mit tassenförmigen Messern (Fig. 5). Bei einem Flugkreisdurchmesser von 200 mm erreicht die Schnittgeschwindigkeit 21 m/Sek. Trotz dieser geringen Schnittgeschwindigkeit erweist sich die Arbeit des Messerkopfes vorteilhafter als die der Säge. Da es bei der vorliegenden Arbeit nicht auf absolute Glätte der bearbeiteten Flächen ankommt, denn die auf die Speichen aufgezogenen Felgen werden endgültig auf einer anderen Spezialmaschine sauber behobelt, so gibt der Messerkopf eine grössere Leistung als die Säge, zumal bei letzterer, dank der harten Rinde am Felgenumfang und Verunreinigungen derselben durch Sand, ein sehr schnelles Abstumpfen der Zähne sich lästig fühlbar macht. Die Tassenmesser, die sich bei dem vorliegenden Falle des Schneidens quer zur Faser durch günstigen Schnittwinkel auszeichnen, können leicht so gedreht werden, dass immer wieder scharfe Stellen des Umfangs zur Wirkung kommen.

Der Antrieb des Drehtisches kann mittels Stufenscheiben mit zwei Geschwindigkeiten, drei bezw. fünf Umdrehungen i. d. Min. erfolgen. Die Zuschiebungsgeschwindigkeit ergibt sich sonach für die grössten Felgen von 1300 mm Durchmesser zu rund 12 m/Min., und für die kleinsten Felgen von 900 mm Durchmesser zu etwa 14 m/Min.

Die Produktion der Maschine mit dem Messerkopf beträgt bis zu 200 Felgen in 10 Arbeitsstunden.

Bei dem Entwurfe der Maschine ist besonderes Gewicht auf bequeme Bedienung gelegt worden; daher ist der Hebel zum Ein- und Ausrücken des Riemens zum Vorgelege (auf der Figur fortgelassen) links vom Handrade, der Fusstritt zur Betätigung der Kupplung rechts vom Rade angeordnet worden, so dass der Mann alle Stellvorrichtungen von seinem Platze vor dem Handrade aus bequem zur Hand hat.

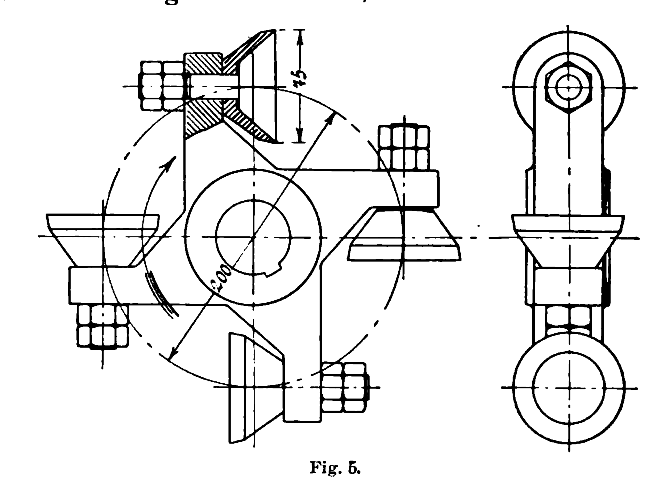


Fig. 5.

Zwecks weiterer Oberflächenbearbeitung gelangt die seitlich beschnittene bezw. behobelte Felge auf die *Felgenaussenhobelmaschine* (Fig. 6). Bei dem Entwurfe dieser Maschine war vor allem im Auge zu behalten, dass die durch Hobeln zu erzeugende Umfangsfläche stets parallel den Fasern des Holzes zu liegen kommt. Diese Bedingung schliesst von vornherein die Bearbeitung des Umfangs auf einer rotierenden Planscheibe wie bei der Drehbank aus, da hierbei infolge nicht genau runder Form der Felgen ein Zerschneiden der Fasern an einzelnen Stellen unvermeidlich wäre. Führt man dagegen die Felge über einen rotierenden Messerkopf — wie bei der gewöhn-

lichen Abrichtmaschine — und benutzt die Oberfläche der Rinde als Leitfläche, so wird von dem Aussenumfang der

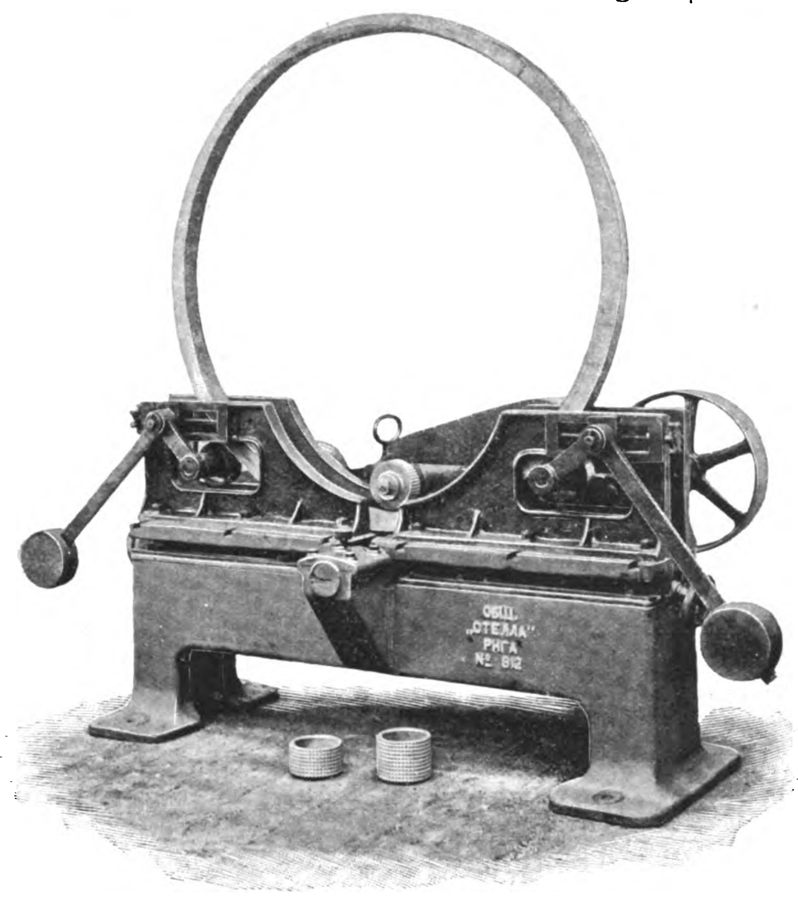


Fig. 6.

Felge soviel abgespant, als der Messerkopf die Tischfläche überragt, und die erzeugte Fläche wird naturgemäss parallel dem Faserlaufe sein.

Die auf dieser Grundlage entworfene Maschine ist daher in der Hauptsache eine Abrichthobelmaschine mit der Abänderung, dass sie einen Apparat zur selbsttätigen Zuschiebung der Felge erhalten hat. Der untere Teil der Maschine trägt die fest gelagerte Messerwelle und zwei in der Höhenrichtung verstellbare Tischplatten. Die letzteren haben Quernuten, mittels derer auf den Tischplatten aufrechte Schilder befestigt werden, um die entsprechende seitliche Führung für die schon parallel beschnittenen Felgen zu bieten; da die Stärke der Felgen *s* (Fig. 3) verschieden ist, in Abhängigkeit von dem jeweiligen Durchmesser, so lassen sich die vorderen Schilde quer zur Tischplatte verstellen, um stets gute seitliche Führung der Felgen zu erhalten. Ferner dienen noch zur Stützung der Felgen zwei wagerechte Rollen, die an belasteten Winkelhebeln aufgehängt, die Felge von unten tragen. Auch die Stellung dieser Rollen kann dem Felgendurchmesser angepasst werden, indem die Drehpunkte der Winhelhebel in wagerechter Richtung durch Spindel und Handrad zu verstellen sind.

Die Drehung der Felge zwecks Zuschiebung erfolgt mittels einer gezahnten Rolle, die — wie aus der Figur zu ersehen — die Innenseite der Felge über dem Messerkopf erfasst. Diese Rolle ist — wie solches bei den Vorschubwalzen der grossen Hobelmaschinen üblich — an einem Hebelrahmen schwingend gelagert, so dass ihr die nötige Beweglichkeit erteilt wird, um sich den jeweiligen Abmessungen der Felge anzupassen. Durch den am Hebelrahmen angebrachten Griff (auf der Figur ersichtlich) kann die Vorschubrolle leicht angehoben werden,[3]) sei es, um die Felgen in die Maschine ein und aus zu bringen, sei es, um den Vorschub plötzlich zu unterbrechen. Der Antrieb der Vorschubwalze erfolgt durch mehrfache Zahnräderübersetzung, die im Hebelrahmen untergebracht ist; die Antriebsscheibe sitzt auf der Schwingachse des Hebelrahmens.

Die Arbeitsweise dieser Maschine ist derart, dass man die Felge zwischen die Seitenschilde bringt und darauf durch Niederlassen der Vorschubwalze auf den hochgestellten Tisch presst. Hierdurch beginnt sofort die Felge umzulaufen; und alsdann werden die Tischplatten gesenkt, bis die Messer die Felge auf die gewünschte Tiefe angeschnitten haben.

Auch diese Maschine ist für Felgen von 900 bis 1300 mm Durchmesser bestimmt.

Das Vorgelege zum Antrieb der Maschine hat feste und lose Riemscheiben von 250 mm Durchmesser bei 125 mm Breite und läuft mit 800 Umdrehungen i. d. Minute. Der Messerkopf hat einen Flugkreisdurchmesser von 120 mm, was bei 3600 Umdrehungen i. d. Minute einer Schnittgeschwindigkeit von rund 22,5 m/Sek. entspricht. Die Uebersetzung zur Vorschubwalze ist derartig gewählt, dass letztere mit etwa 10 Umdrehungen i. d. Minute umläuft; bei einem Durchmesser von 125 mm erhalten wir eine Umfangsgeschwindigkeit von rund 3,9 m/Min.; sonach am Felgenumfange bei 1300 mm Durchmesser eine Zuschiebung von rund 4,2 m/Min., die die Erzeugung einer äusserst glatten Oberfläche gewährleistet.

Da man mit einem, höchstens zwei Umläufen eine genügend sauber bearbeitete Felge

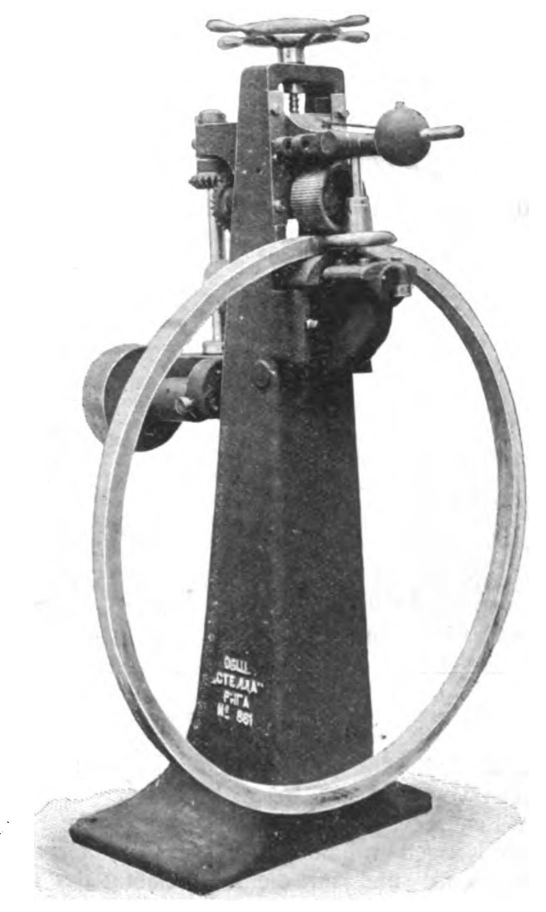


Fig. 7.

erhält, so ist die Leistungsfähigkeit dieser Maschine, für eine Maschine der ersteren Art, vollkommen ausreichend.

Die dritte Maschine dieser Gruppe dient dazu, den

[3]) Mittels Kette und Kurbel.

äusserlich behobelten Felgen auch an der Innenseite eine dem Faserlaufe möglichst parallele Fläche zu geben, zu welchem Zwecke das an der Innenseite der Felgen überflüssige Material mittels rotierenden Messerkopfes zerspant werden muss. Hierzu wird die durch die vorhergehende Maschine hergestellte Umfläche als Führung benutzt.

Die *Felgen-Innenhobelmaschine* (Fig. 7) besteht aus einem aufrechten Ständer, der den festgelagerten, wagerechten Messerkopf trägt. Oberhalb des Messerkopfes ist auch hier die Vorschubwalze angeordnet; sie ist in einem Support gelagert, der durch Handrad und Spindel in der Höhenrichtung verstellt werden kann. Die Felge selbst wird von zwei, zu beiden Seiten des Messerkopfes angeordneten Zungen getragen; die letzteren werden durch die im hohlen Gestell untergebrachte Gewichtsbelastung ständig gegen die Innenfläche der Felge gepresst, wodurch diese wiederum gegen die Vorschubwalze drückt, so die Mitnahme der Felge sichernd.

Seitliche Schwankungen der Felge verhindert noch eine an einem belasteten Winkelhebel vor der Vorschubwalze angeordnete Druckrolle.

Die Befürchtung, dass beim Umlaufen die Felge Schwankungen in ihrer Bewegungsebene ausführen könnte, haben sich nicht bewahrheitet, so dass weitere Druckrollen, die auf den Umfang der Felge wirken sollten, nicht nötig sind.

Bezüglich der Arbeitsweise dieser Maschine ist nur zu bemerken, dass man nach Auflegen der Felgen durch Niederschrauben des Supports mit der Vorschubwalze die Drehung der Felge einleitet und diese so lange anhalten lässt, bis die gewünschte Fläche erzeugt ist. Durch Lüften der Vorschubwalze wird sofort die Zuschiebung unterbrochen und gleichzeitig auch die Felge angehoben und der Wirkung des Messers entzogen.

Bei der Bearbeitung auf dieser Maschine ist es nun unvermeidlich, dass die schon behobelte Aussenseite der Felgen die Eindrücke der Zacken von der Vorschubwalze erhält; dieses ist jedoch ohne Belang, da die Felgen, nachdem sie auf die Speichen aufgezogen, endgültig auf den drei Aussenseiten behobelt werden, um ihnen die vorgeschriebenen Abmessungen zu geben.

Die Maschine wird von einem Vorgelege angetrieben, dessen feste und lose Riemscheiben 250 mm Durchmesser und 125 mm Breite haben. Die Umdrehungszahl desselben ist 800 i. d. Minute. Die Abmessungen des Messerkopfes und seine Umdrehungszahl sind die gleichen, wie bei der Aussenhobelmaschine, die Schnittgeschwindigkeit also auch die gleiche. Um nun auch eine gleiche Zuschiebungsgeschwindigkeit zu erhalten, ist der Vorschubwalze ein Durchmesser von 150 mm bei 10 Umdrehungen i. d. Minute gegeben worden. Hiernach ergibt sich eine Umfangsgeschwindigkeit von rund 4,7 m/Min. und für Felgen von 1300 mm Durchmesser eine Zuschiebung von rund 4,3 m/Min.

Die Neubauten für die Mechanische Abteilung der Kgl. Sächs. Technischen Hochschule zu Dresden.[1]

Von **M. Buhle**, Professor in Dresden.

Aus der Chronik der Kgl. Sächs. Technischen Hochschule zu Dresden geht hervor, dass bereits im Jahre 1814 im Anschluss an die Akademie der bildenden Künste eine Industrieschule errichtet wurde. Am 1. Mai 1828 erfolgte gleichzeitig mit der Begründung einer „Technischen Bildungsanstalt“ ihre Vereinigung mit der „Industrieschule“; 1851 erhielt die Anstalt den Namen „Polytechnische Schule“, und 1871 fand ihre Umwandlung in ein „Polytechnikum“ statt. 1872 bis 1875 erbaute der Staat das dafür bestimmte Gebäude am Bismarckplatz nach den Plänen von Prof. *R. Heyn.*

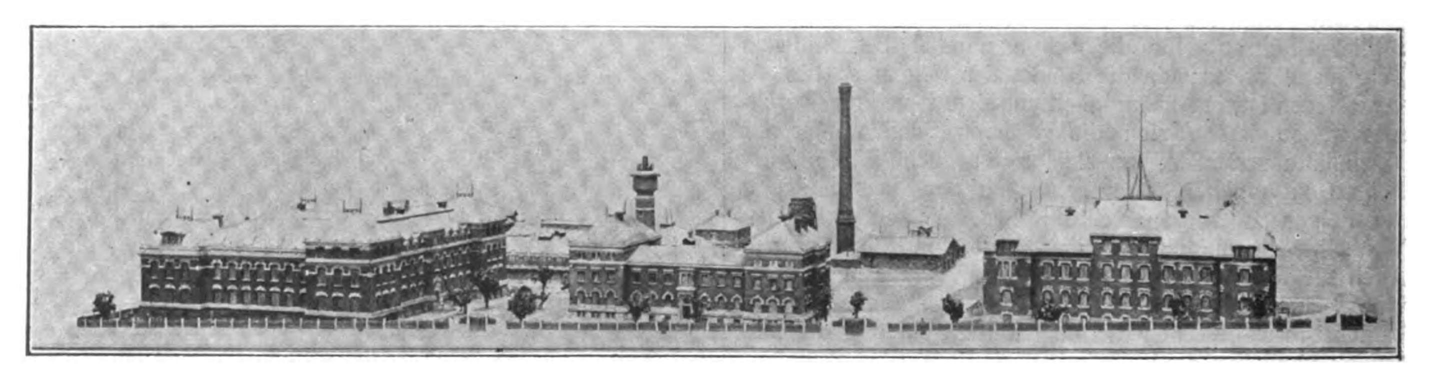


Fig. 1. Neubauten der Technischen Hochschule Dresden.

Der Leiter der Anstalt war bis zum Jahre 1890 der in weiten Kreisen rühmlichst bekannte, noch heute in Dresden lebende und für die Entwicklung der Industrie lebhaft interessierte Geheime Rat, Prof. Dr., Dr. Ing. Ehren halber *Gustav Zeuner.* 1890 wurde der Name des „Polytechnikums“ in „Technische Hochschule“ verwandelt, und an die Stelle des Direktors trat ein von den ordentlichen Professoren gewählter Rektor.

Anfang der neunziger Jahre genügten die Räume der Hochschule vor allem infolge des wachsenden Bedürfnisses nach Laboratorien für Maschinenbau und Elektrotechnik nicht mehr, so dass die den Technischen Wissenschaften stets förderliche Sächsische Regierung sich entschloss, umfangreiche, den Anforderungen der Gegenwart im vollsten Umfange entsprechende Neubauten zu errichten.

Dem Minister des Kultus und öffentlichen Unterrichts, Sr. Exzellenz Herrn Dr., Dr. Ing. Ehren halber *v. Seydewitz* und Herrn Geheimen Rat Dr., Dr. Ing. Ehren halber *Waentig,* sowie dem damaligen Rektor der Technischen Hochschule, Geh. Hofrat Prof. *H. Engels* hat die Hochschule für die planvolle und tatkräftige Förderung der Neubauten auf das Wärmste zu danken. Auf Fürsprache der beiden zuerst genannten Herren genehmigten die ho-

[1]) Die bei *A. Dressel,* Dresden, anlässlich der Einweihung der neuen Institute am 27. Mai d. J. erschienene Festschrift (3 M.) bietet eine ausführliche, sehr lesenswerte Beschreibung der Gesamtanlage.



hen Ständekammern den Ankauf eines 121 307 qm umfassenden Grundstücks in der Südvorstadt Dresdens, das vom Hauptgebäude der Technischen Hochschule am Bismarckplatz in etwa 12 Minuten zu erreichen ist.

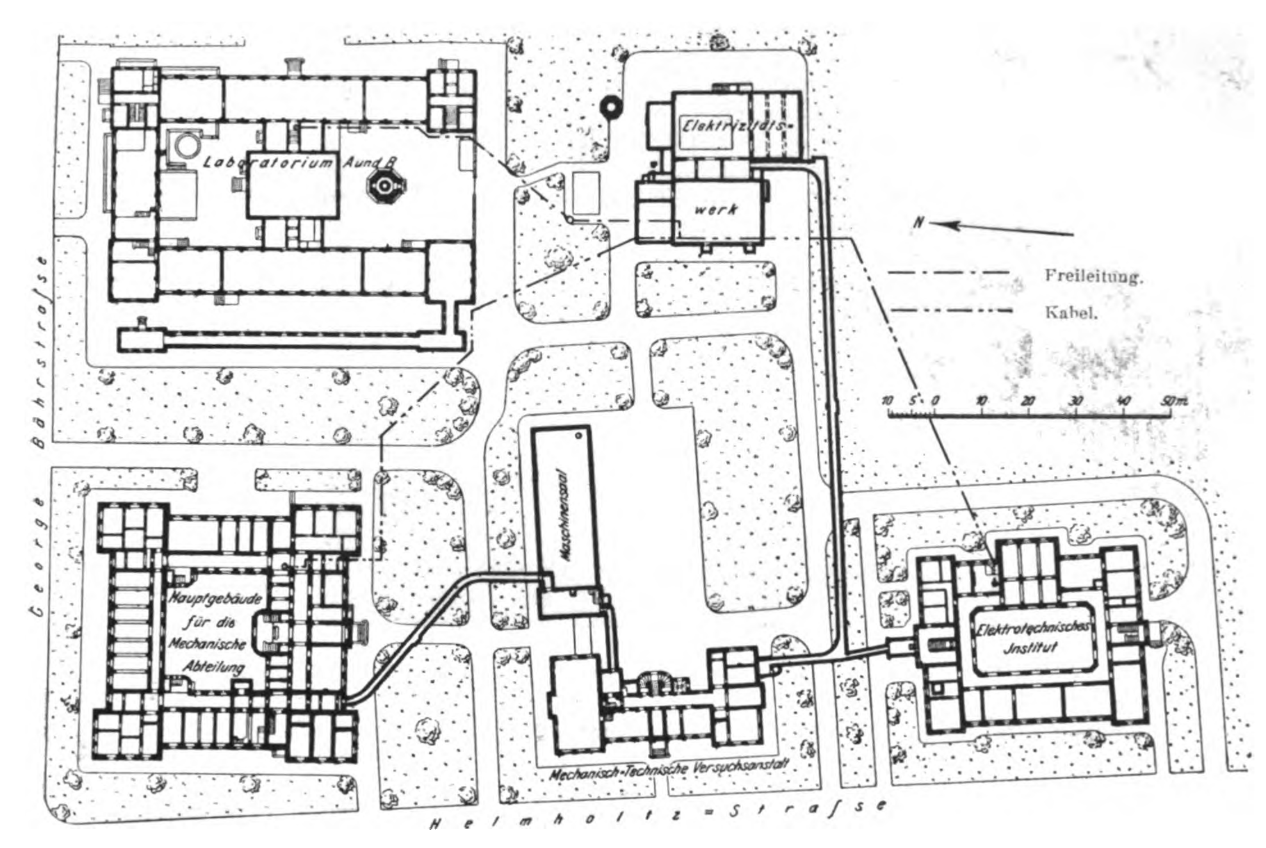


Fig. 2. Lageplan der Neubauten der Technischen Hochschule Dresden.

Die bisher zur Ausführung gelangten Bauten, welche rd. 40 400 qm einnehmen, sind ausschliesslich für die



Fig. 3. Konstruktionssaal für Maschinenelemente und Hebe- u. Transportmaschinen (Techn. Hochschule Dresden).

Mechanische Abteilung, d. h. für Maschinen-, Elektro- und Fabrikingenieure bestimmt. Diese Neubauten (Fig. 1 und 2) umfassen:

I. Das Maschinenlaboratorium A (Geh. Hofrat Prof. *L. Lewicki* [Dampf- und Wassermaschinen]),

II. Das Maschinenlaboratorium B (Prof. Dr. *R. Mollier* [Kinematik und Verbrennungsmotoren]),

III. Das Hauptgebäude (ausser den unter I, II und IV genannten Herren:

Prof. *M. Buhle* [Maschinenelemente, Hebe- und Transportmaschinen],

Prof. *H. Fischer* [Allgemeine Maschinenlehre und Eisenbahnmaschinen],

Geh.Hofrat Prof. *E. Müller* [Mechan. Technologie]),

IV. Die Kgl. Sächs. Mechanisch - Technische Versuchsanstalt (Geh. Hofrat Prof. *H. Scheit*),

V. Das Elektrotechnische Institut (Prof. *J. Görges* [Vorstand], Geh. Baurat Prof. Dr. *R. Ulbricht* [Telegraphie und Signalwesen], Prof. *W. Kübler* [Elektro - Maschinenbau und Elektrische Bahnen]),

VI. Das Elektrizitäts- und Heizwerk. (Direktor: Prof. *W. Kübler*).

Bei der Disposition der ganzen Anlage ist grosser Wert darauf gelegt worden, dass den Studierenden bei ihrem täglichen Verkehr im Konstruktionssaal und Laboratorium in der unmittelbaren Anschauung in möglichst vielseitiger Weise die unerlässliche Grundlage und Ergänzung des theoretischen Unterrichts geboten werden

kann. So gewinnen sie schon vor dem Eintritt in die Praxis ein gewisses Urteil und eine gewisse Erfahrung und werden vor Einseitigkeit bewahrt. Namentlich das Letztere ist wichtig. Bekanntlich gehen die Aufgaben der Ingenieure längst über die engeren Grenzen des technischen Spezialfaches hinaus, weil technisches Wissen und Können im Dienste des öffentlichen Lebens nirgends mehr zu entbehren sind. Aber nur wirklich und vielseitig gebildete Ingenieure können sie erfüllen, und an solchen herrscht — im Gegensatz zu den Technikern von weniger weitgehender Ausbildung — kein Ueberfluss. Daher ist eine Ausgestaltung der Hochschulen, wie sie in Dresden stattfand, von weitgehender Bedeutung für die Allgemeinheit und von dieser lebhaft anzuerkennen.

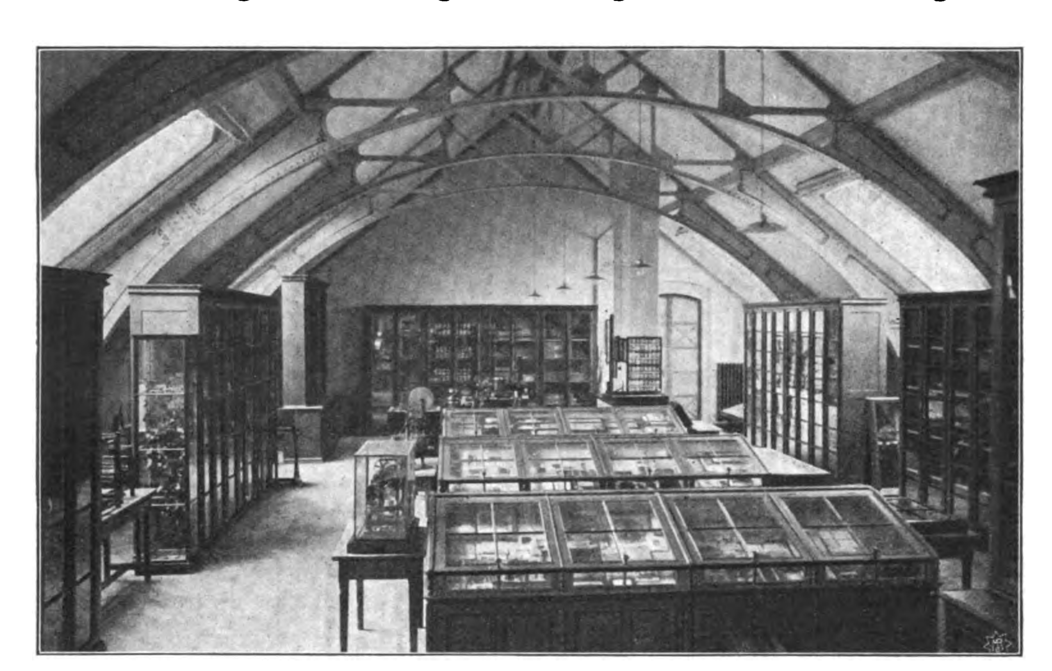


Fig. 4. Mechanisch-technologische Sammlung: Fabrikationszweige der Textilindustrie (Techn. Hochschule Dresden).

I. *Das Maschinenlaboratorium A* umfasst im wesentlichen ausser der Hauptversuchsanlage mit liegender Dreizylinder-Verbunddampfmaschine und stehender Zweizylinder-Verbundmaschine von je 150 Pferdestärken zum Antrieb einer Dynamomaschine, eine Dampfturbine, vier verschiedene Kessel, mehrere Kompressoren, Dampfpumpen und Zentrifugalpumpen, sowie eine sehr ausgedehnte hydraulische Abteilung (Hochdruck-, Spiral-, *Francis-*, *Jonval*-Turbinen und mehrere Wassersäulenmaschinen).

Im südlichen Hof ist neben dem Wasserturm, der

Fig. 5. Maschinensaal der Kgl. Sächs. Mechanisch-Technischen Versuchsanstalt (Techn. Hochschule Dresden).

auch zu Kondensationszwecken gebraucht wird, eine Herrn Baron *C. v. Knorring* gehörende Versuchsanlage (100-pferdige Heissdampfturbinen-Lokomobile mit Regeneratorkessel) aufgestellt, die neben den Dampfmaschinen bereits mit Vorteil zur Erzeugung von Strom für Licht- und Kraftzwecke benutzt worden ist und bemerkenswerte wirtschaftliche Aussichten bietet.

II. *Das Maschinenlaboratorium B* umfasst etwa 1000 qm Maschinen- und Versuchsräume und 500 qm Unterrichts- und Verwaltungsräume. Es teilt sich in die Anlagen zur Untersuchung von: 1. Verbrennungsmotoren, 2. Kältemaschinen, 3. Luftpressmaschinen und 4. Dampfmaschinen.

Die Prüfung von den Grundlagen der technischen Thermodynamik bildet einen weiteren Hauptzweck des Laboratoriums.

III. *Das Hauptgebäude* besteht aus vier im rechten Winkel zusammenstossenden Flügeln, die einen unbedeckten Hof in der Mitte bilden; der nördliche und südliche Flügel hat je 15, der östliche und westliche je 13 Fenster Front. Dabei sieht der Grundplan eine derartige künftige Vergrösserung voraus, dass der jetzige Südflügel durch Anbau von noch einem Gebäudeviereck zum Mittelbau wird. Die Gebäude bestehen aus einem, die Dienstwohnungen mit zwei Bädern, Speise und Baderäume für Studenten usw. enthaltenden Sockelgeschoss in Sandsteinquadern, einem Erd- und einem Obergeschoss in dunkelroten Verblendziegeln. Die Fensterüberdeckungen, Gesimse und die Attika bestehen aus Sandstein. Der südliche Flügel enthält noch ein aufgebautes Dachgeschoss, während bei den anderen Flügeln der Dachraum durch grosse liegende Dachfenster und architektonisch ausgestaltete Fensteraufbauten nutzbar gemacht ist. Die Dächer sind mit schwarzblauem Schiefer gedeckt; die kraftvolle Architektur wird somit durch verschiedene wirksame Farbengegensätze unterstützt und belebt. — Der Haupteingang liegt an der Helmholtzstrasse (im künftigen Mittelbau); er führt in die Vorhalle und zu einer stattlichen, dreiarmigen Treppe ausserdem führen zwei bequeme Nebentreppen vom Sockel- bis zum Dachgeschoss. Die rings um den Hof laufenden, breiten, hellen Flure führen zu den Vortrags- und Zeichensälen, den Sammlungen, deren Inhalt grossenteils von aussen gesehen werden kann, den Professorenzimmern usw.

Hervorgehoben sei, dass besondere Sorgfalt auf die Beleuchtung der Hör- und Zeichensäle verwendet wurde; in dieser Beziehung bemerkenswert ist namentlich der im zweiten Stock gelegene Zeichensaal (Fig. 3), der durch seine Oberlichtfenster ein sehr gleichmässiges und helles Tageslicht bekommt; für den Abend bewährt sich die in-

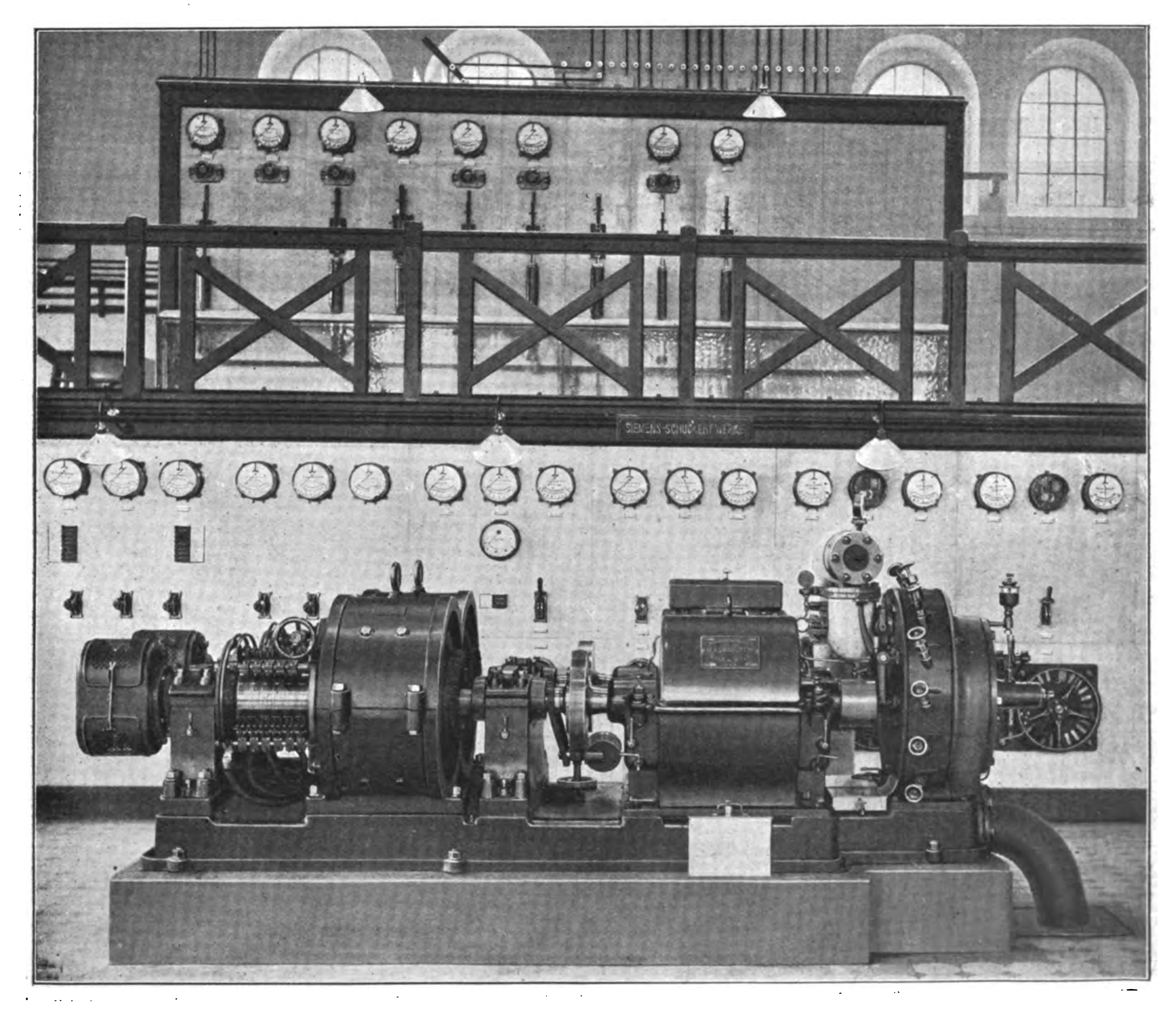


Fig. 6. 150 PS Turbodynamo, Bauart De Laval - Siemens-Schuckert (Techn. Hochschule Dresden).

direkte Bogenlichtbeleuchtung als beste und weitaus billigste. Als Zeichentische wurden die gewöhnlichen mit

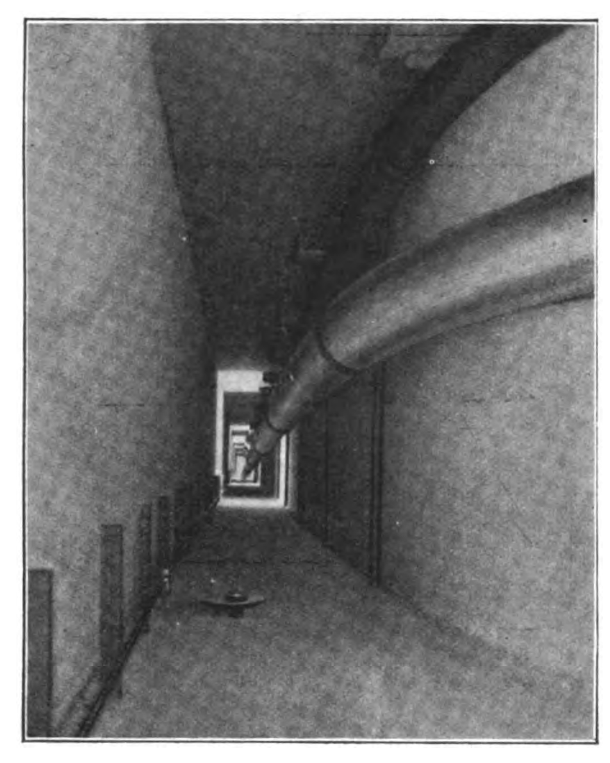


Fig. 7. Heizkanal (Techn. Hochschule Dresden).

Schublade beibehalten; jedoch wurde für jeden Platz ein leicht festzuklemmendes Reissbrettgestell beigegeben, das den üblichen Reissbrettern der Studierenden drei verschiedene Schräglagen zu geben gestattet.

Das ebenfalls im zweiten Stock gelegene *mechanisch-technologische Institut* (Fig. 4) umfasst das mechanisch-technische Laboratorium mit der zugehörigen Sammlung, die eine der reichhaltigsten des Festlandes und hinsichtlich des Faserstoffgewerbes wohl die reichhaltigste ist. Die Sammlung ist begründet von dem verstorbenen Geh. Regierungsrat Prof. Dr. *Hartig*.

IV. Das Gebäude der *Mechanisch-Technischen Versuchsanstalt* besteht aus einem viergeschossigen Hauptgebäude und zwei eingeschossigen Seitenflügeln. Das Sockelgeschoss des ersteren enthält die Abteilung für Prüfung von Baustoffen, wie Zement, Kalk, Steinen, Ziegel, Kunststeinerzeugnissen aller Art usw. Im Erdgeschoss liegen die Verwaltungsräume, ein grosser Maschinensaal (Fig. 5) sowie ein Feinmess- und Wägezimmer. Im grossen Maschinensaal sind die grösseren, mit Druckwasser betriebenen Material-Prüfungsmaschinen aufgestellt, die Kraftäusserungen bis zu 1 000 000 kg zulassen. Ein zweiter Maschinensaal im Obergeschoss enthält kleinere Material-Prüfungsmaschinen zur Erprobung von Drähten, Faserstoffen usw. Ausserdem liegen in diesem Geschoss die Abteilung für Schmiermitteluntersuchung und die Chemisch-technische Abteilung, während im zweiten Obergeschoss die Abteilung für Metallographie sowie eine photographische Anstalt untergebracht sind.

Die Versuchsanstalt übernimmt als öffentliche Untersuchungsstelle auf Antrag die Prüfung von Baustoffen und Bauverbänden jeder Art und stellt über den Befund amtliche Prüfungszeugnisse aus.

Fig. 8. Anstalt zur Prüfung von Schiffswiderständen und hydrometrischen Instrumenten (Techn. Hochschule Dresden).

V. Das den *Lehrstühlen für Elektrotechnik* bestimmte, zuletzt fertiggestellte Gebäude, in welchem der Festakt am 27. Mai stattfand, besitzt eine bebaute Grundfläche von 1842 qm. Der in der Mitte befindliche, zugleich als Maschinenraum dienende Lichthof ist in allen Stockwerken von breiten Fluren umgeben. Während sich im Erdgeschoss die Hauptlaboratoriumsräume befinden, sind im Obergeschoss hauptsächlich die Räume der Lehrstühle für Elektro-Maschinenbau sowie für Telegraphie und Signalwesen untergebracht. Von den im Dachgeschoss vorgesehenen Anlagen sind vor allem die Einrichtungen für drahtlose Telegraphie zu erwähnen.

VI. Durch das als *unabhängiges Krafthaus ausgeführte Elektrizitätswerk* unterscheidet sich die Dresdener Hochschule grundsätzlich von allen anderen deutschen Hochschulen, welche die Strom- und Wärmelieferung den Maschinenlaboratorien überlassen haben. Mit der getrennten Anlage wird zugleich der Vorteil erreicht, dass den Studierenden eine neuzeitliche vollständige Betriebsanlage üblicher Art mit allen der *Betriebssicherheit und Wirtschaftlichkeit* entsprechenden Einrichtungen dauernd vor Augen geführt wird. Besonderer Wert wurde darauf gelegt, die elektrischen Einrichtungen mustergültig und so anzuordnen, dass auch dem Nichtfachmann die Grundsätze klar werden, nach denen elektrische Anlagen zu einer Sicherheit gebracht werden können, die auch nicht im entferntesten von irgend einer Art sonstiger Betriebseinrichtungen zu erreichen ist.

Im Maschinenhaus sind vorläufig aufgestellt: eine 200pferdige Turbodynamo, Bauart *Brown, Boveri & Co., Parsons* und eine 150pferdige Turbodynamo *De Laval-Siemens-Schuckert* (Fig. 6).

Die Heizdampfleitungen sind nach den einzelnen Anstalten in begehbaren Kanälen (Fig. 7) untergebracht, ebenso die Rücklaufleitungen für das aus der Heizung kommende Kondenswasser.

An der im Verein mit den einzelnen Fachprofessoren durchgeführten Ausgestaltung der gegen $5^1/_2$ Millionen Mark kostenden Gesamtanlage hat sich ein ganz hervorragendes Verdienst der leider kurz nach der Einweihung seiner Hochschulbauten verstorbene entwerfende Architekt, Geh. Hofrat Prof. *K. Weissbach* erworben, dem an erster Stelle der Baumeister *R. Kummer* als vortrefflicher Mitarbeiter zur Seite stand. Mit der Bauleitung war Landbauinspektor *Lang* betraut, während die Heizungs- und Beleuchtungsanlagen vom Regierungsbaumeister *Hofmeister* bearbeitet wurden.

Zum Schluss sei noch kurz bemerkt, dass die oben genannte Festschrift im Anhang die Beschreibung der *Anstalt zur Prüfung von Schiffswiderständen und hydrometrischen Instrumenten in Dresden-Uebigau* enthält. Diese Anlage (Fig. 8)[2]) ist auf dem Grundstück der „*Kette*" von dieser unter Mitwirkung des eingangs erwähnten Geh. Hofrates Prof. *H. Engels* und des Prof. *W. Kübler* erbaut. Von den Schwesteranstalten in Bremerhaven und Charlottenburg unterscheidet sie sich zunächst durch die geringe Länge des Versuchsbeckens, 88 m, welche durch die zur Zeit des Neubaues beschränkten Verhältnisse des Bauplatzes bedingt war. Der Anstalt ist in vorteilhafter Weise eigentümlich die Anordnung von vertieften Seitengängen, so dass man von diesen aus den Wasserspiegel des Versuchskanals in bequemer Augenhöhe hat. Endlich ist sie die einzige aller bestehenden Anstalten, die vermöge in der Mitte des Kanals angebrachter und tief hinabreichender seitlicher Glasfenster sowie durch Vermittlung eines quer unter den Kanal geführten und mit Deckfenstern versehenen Dückers die Beobachtung und photographische Festlegung der Bewegungsvorgänge im Innern des Wasserkörpers während der Vorüberfahrt eines Modells ermöglicht. Der Versuchswagen ist zur Erzielung einer kurzen Anfahr- und Bremsstrecke so leicht als möglich (nur 4,5 t) aus eisernem Gitterwerk erbaut und ist einteilig und zweiachsig ausgeführt.

Da begründete Hoffnung vorhanden ist, dass auch die Uebigauer Anstalt der weiteren Entwicklung unseres Schiffbaues und unserer Wasserstrassen dienen wird, so liefern die *Neubauten der Technischen Hochschule zu Dresden* wohl zweifellos einen greifbaren und umfassenden Beweis für die Richtigkeit der *allgemein* gültigen (von *Engels* stammenden) Ausführungen:

„In der Entwicklungsgeschichte der deutschen Technischen Hochschulen hat das verflossene Jahrzehnt deshalb eine besondere Bedeutung gewonnen, weil in ihm sich die Erkenntnis Bahn brach, dass eine wesentliche weitere Förderung der Wissenschaft und Kunst des Ingenieurs ohne die Unterlage experimenteller Forschung nicht zu erwarten ist."

[2]) Zentralblatt der Bauverwaltung 1905, S. 272 u. f.

Kinetik und Kinetostatik des Schubkurbelgetriebes.

Von Dr. ing. **Hermann Meuth**, Karlsruhe.

(Schluss von S. 570 d. Bd.)

Die Reaktionen und ihr Ausgleich beim Mehrkurbelgetriebe.

Zum Schlusse sollen noch einige mehr referierende Bemerkungen über die kinetostatischen Verhältnisse folgen. Zu dem Verlauf der Reaktionen des Zahlenbeispiels der Einkurbelmaschine ist zu bemerken, dass die aus der Bewegung entstehenden Kräfte in allen Fällen die auf das Kurbellager und auf die Kreuzkopfführung wirkenden Kolbendrücke derart beeinflussen, dass die Schwankungen der Gesamtreaktionen während einer Umdrehung geringer werden. Zur Beurteilung der Heftigkeit von Stössen durch den Wechsel der Kräfte in ihrer Grösse und Richtung und zur Bestimmung der Stellen grösster Abnutzung ist beim Kurbellager eine vektorielle Darstellung der Resultierenden aus den wagerechten und senkrechten Lagerreaktionen geeignet. [49])

Die von den Geschwindigkeitsschwankungen der Kurbel herrührenden Lagerdrucke sind in dem vorliegenden Falle unbeträchtlich. Auch das Drehmoment an der Kurbel wird nur in geringem Masse durch die Schwankungen der Winkelgeschwindigkeit beeinflusst und zwar in dem Sinne, dass hauptsächlich die Schwankungen mit dem dreifachen Kurbelwinkel vergrössert werden.

Was die Reaktionen des Mehrkurbelgetriebes betrifft, so bietet die Bestimmung derselben keine weiteren Schwierigkeiten. In ganz analoger Weise wie beim Einkurbelgetriebe ist als Grundlage für die Untersuchung der kinetischen und kinetostatischen Verhältnisse die lebendige Kraft des ganzen Getriebes aufzustellen, welche sich als Summe der lebendigen Kräfte der einzelnen Getriebe ergibt. Unter Einführung von Phasenwinkeln α_1, α_2, α_3 usw.,

[49]) s. *Wehage*, Ueber den ruhigen Gang der Dampfmaschinen mit Kurbelwelle. Z. d. V. d. I. 1884, S. 664.



welche den Kurbelversetzungen entsprechen, ist bei n gleichen Getrieben die gesamte lebendige Kraft

$$L = \frac{r^2}{2}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2\left[M_1 + n\left\{\frac{M_2}{2}+\left(1 - a + \frac{b}{2}\right)M_3 - \left(\frac{M_2}{2}+\left(a - \frac{b}{2}\right)M_3\right)\cos 2(\varphi + \alpha_1 + \alpha_2 + ..) + \frac{\lambda}{2}(M_2 + a M_3)\left(\cos(\varphi + \alpha_1 + \alpha_2 + ...) - \cos 3(\varphi + \alpha_1 + \alpha_2 + ..)\right)\right\}\right]$$

Die Behandlung des äusseren Kraftfeldes bei Mehrkurbelmaschinen ist schon auf S. 503 angedeutet. Auf dem in den ersten Abschnitten bezeichneten Wege lassen sich Geschwindigkeit und Beschleunigung der Drehbewegung bestimmen und in gleicher Weise wie beim ebenen Einkurbelmechanismus auch die Gesamtreaktionen aufstellen.

Die Frage des Ausgleichs der Reaktionen gewinnt beim Mehrkurbelgetriebe deshalb an Interesse, weil es bei einer bestimmten Anzahl der Kurbeln möglich ist, ohne Anwendung von Zusatzmassen einen vollständigen Ausgleich der freien Kräfte und Momente zu erzielen. Die erste praktische Lösung dieses Problems rührt von *Schlick*[50]) her. Die analytische Behandlung desselben, welche sich bei *Schubert*: „Zur Theorie des *Schlick*schen Problems" und bei *Lorenz*: „Dynamik der Kurbelgetriebe" findet, führt die dynamische Aufgabe auf den Fall des Gleichgewichts der den einzelnen Kurbelstellungen entsprechenden Massenkräfte und deren Momente in wagerechter und senkrechter Richtung zurück.[51])

Der Einfluss der Schwankungen der Geschwindigkeit im Kurbelkreis tritt nicht in die Gleichgewichtsbedingungen ein, d. h. der Ausgleich der Massenkräfte und Momente bleibt bestehen, wie gleichförmig oder ungleichförmig sich auch die Welle dreht.

Dem Ausgleich der Reaktionen, welche allein durch die Bewegung entstehen, stellt Prof. *Heun*, in Berücksichtigung des Umstandes, dass man es bei den z. B. eine Schiffsmaschine stützenden Teilen nicht mit einem starren Körper zu tun hat, vielmehr mit einem Körper, der mannigfacher Formänderungen fähig ist, den Ausgleich der Gesamtreaktionen mit Einschluss der aus den äusseren Kräften resultierenden Stützdrucke und deren Momente gegenüber. Es kann in diesem Falle nicht mehr von einem Ausgleich in dem Sinne gesprochen werden, dass die Summe der Reaktionen und deren Momente $= 0$ wird, sondern dass die notwendig bestehenbleibenden Reaktionen in ihrer Gesamtwirkung auf das Fundament möglichst wenig Schwankungen zeigen. Diese Forderung nach einem Minimum der Reaktionsschwankungen bedingt ein bestimmtes Verhältnis der Kurbelwinkel und -abstände, sowie der bewegten Massen, welches im allgemeinen von demjenigen verschieden sein wird, welches dem reinen Massenausgleich entspricht. Zur Bestimmung der Kurbelversetzungswinkel liesse sich in ähnlicher Weise wie im letzteren Falle eine analytische Beziehung aufstellen, indem man die erste und zweite Ableitung der Summe der Reaktionen nach den Kurbelversetzungswinkeln $= 0$ setzt; dabei verschwinden jetzt nicht mehr die Glieder, welche die Winkelbeschleunigung enthalten. Jedoch führt ein solches Verfahren nicht zum Ziel. Es gibt eben bei fast allen Aufgaben der Technik keine absoluten Maxima und Minima im mathematischen Sinne, es ist vielmehr die Menge der zu erfüllenden Bedingungen so zu berücksichtigen, dass schliesslich als Kompromiss ein mit allen Bedingungen verträgliches Maximum oder Minimum zustande kommt. Man wird deshalb für den Ausgleich der freien Massenkräfte und Momente zunächst die Kurbelwinkel und Abstände und die Massen bestimmen und dieselben nachträglich so abändern, dass die Gesamtreaktionen am Kurbellager und am Kreuzkopf keine zu grossen Schwankungen zeigen und dass dabei gleichzeitig denjenigen Forderungen einigermassen entsprochen wird, welche mit Rücksicht auf den Betrieb der Maschine, die Lebensdauer ihrer Teile, insbesondere der Lager, die leichte Manövrierfähigkeit, die Steuerungsverhältnisse, das Gesamtgewicht, die Raumverhältnisse und die Herstellung zu erfüllen sind.

Lorenz[52]) und *Berling*[53]) haben speziell die Frage untersucht, welche Kurbelwinkel einem günstigen Massenausgleich und gleichzeitig einem möglichst gleichförmigen Drehmoment an der Welle entsprechen. Dadurch wird nicht bloss eine gleichmässige Geschwindigkeit der Welle erreicht, sondern auch ein möglichst gleichmässiger Verlauf des Gesamtreaktionsmomentes am Kreuzkopf in bezug auf das Wellenmittel, welches dem Drehmoment an der Kurbel gleich ist und durch welches die Maschine in einer zur Wellenachse senkrechten Ebene zu kippen strebt. In gleicher Weise sollten die Kurbelwinkel für einen günstigen Massenausgleich mit denjenigen in Einklang gebracht werden, bei welchen die Gesamtreaktionen am Kurbellager einen gleichmässigen Verlauf zeigen. Letztere Forderung erscheint für die Maschine von der gleichen Bedeutung wie die des reinen Massenausgleichs, denn die Grösse der Gesamtreaktionen bedingt die Grösse der Formänderungen des Maschinengestells und damit auch der elastischen Unterlage. Daraus könnten die Vibrationen ihre Erklärung finden, welche auf Dampfern selbst bei weitgehendem Massenausgleich noch beobachtet werden können. Die Ursache dieser restierenden Schwingungen führt *Schlick*[54]) auf kleine Abweichungen in den Steigungswinkeln der einzelnen Schraubenflügel des Propellers zurück. Diese Vermutung hat einige Wahrscheinlichkeit für sich. Die zu ihrer Unterstützung angeführte Erscheinung aber, dass die Schwingungen ausbleiben, wenn die Schrauben abgekuppelt sind, begründet ebensowohl die Vermutung, dass die Deformationen der Maschine und ihres Fundamentes den Schiffskörper zu Vibrationen veranlassen können; denn nach Abkupplung der Schrauben ist das Kraftfeld aus der Maschine entfernt und damit die Ursache für das Zustandekommen der elastischen Deformationen. Eine genaue rechnerische Verfolgung der Erscheinungen zur Bestätigung der einen oder anderen Ansicht ist kaum möglich. Ueber den Einfluss der Reaktionen lässt sich aber vergleichsweise ein allgemeines Urteil gewinnen, wenn man deren Grösse und Verlauf kennt. Es sind zu diesem Zwecke für eine vierzylindrige Schnellzugslokomotive die Gesamtreaktionen in den Achslagern in Richtung der Kolbenbewegung ermittelt und in Fig. 23—25 auf der Basis des abgewickelten Kurbelkreises dargestellt, und zwar einmal für den Fall, dass die vier Kurbeln in Kreuzstellung angeordnet sind, und dann für eine nach dem *Schlick*schen Verfahren ausgeglichene Maschine mit entsprechenden Kurbelversetzungswinkeln, jedoch gleichen Zylinderabständen wie im ersteren Fall, und mit den für den Ausgleich erforderlichen Massen. Der Verlauf der Gesamtreaktionen auf ein Achslager in wagerechter Richtung während einer Umdrehung

[50]) Z. d. V. d. I. 1894, S. 1090.

[51]) Die graphische Behandlung der Gleichgewichtsbedingungen zeigt *Taylor* im „Journal of the American Society of Naval Engineers".

Siehe das Referat darüber von *Fränzel*, Z. d. V. d. I. 1898, S. 907.

[52]) Dynamik der Kurbelgetriebe, S, 97.

[53]) Schiffsschwingungen, Ursachen und Kritik der Mittel zu ihrer Verminderung, Z. d. V. d. I. 1899, S. 981.

Siehe auch *Rüdenberg*, Die günstigsten Kurbelwinkel für stationäre Maschinen, D. p. J. 1904, 319, S. 417 u. ff.

[54]) Untersuchungen über die Vibrationserscheinungen bei Dampfern. Leipzig, 1903.

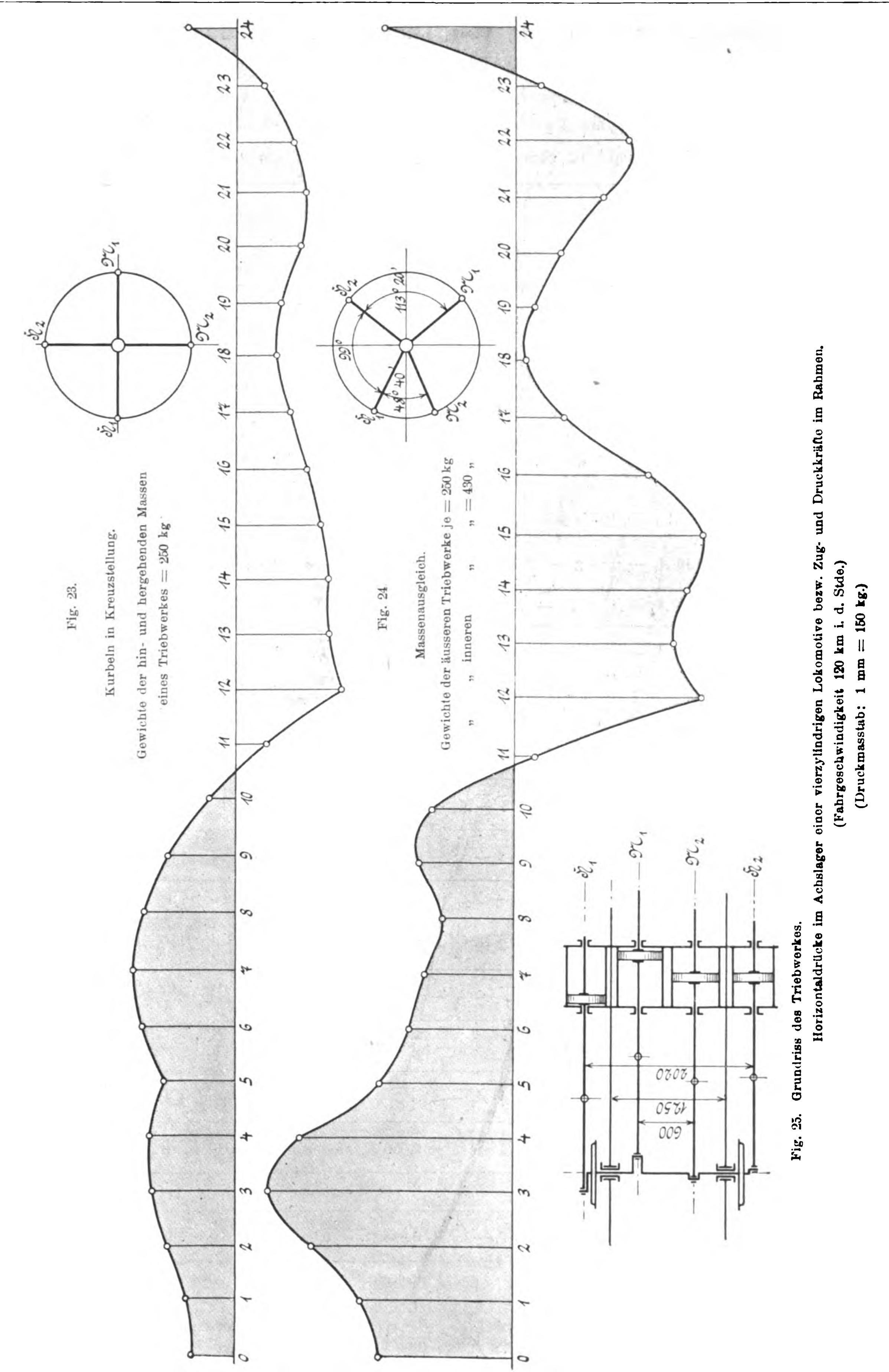


Fig. 23. Kurbeln in Kreuzstellung. Gewichte der hin- und hergehenden Massen eines Triebwerkes = 250 kg

Fig. 24. Massenausgleich. Gewichte der äusseren Triebwerke je = 250 kg, „ „ inneren „ „ = 430 „

Fig. 25. Grundriss des Triebwerkes.

Horizontaldrücke im Achslager einer vierzylindrigen Lokomotive bezw. Zug- und Druckkräfte im Rahmen. (Fahrgeschwindigkeit 120 km i. d. Stde.) (Druckmasstab: 1 mm = 150 kg.)

ist für die *Schlick*sche Maschine sowohl mit Rücksicht auf die absolute Grösse der Reaktionen wie auf deren Wechsel wesentlich ungünstiger, wie bei der Maschine, deren Kurbeln in Kreuzstellung angeordnet sind. In der Tat haben auch Probefahrten auf der badischen Staatsbahn[55]) mit vierkurbeligen Schnellzugslokomotiven — Kurbeln in Kreuzstellung — bei einer Fahrgeschwindigkeit bis zu 140 km in der Stunde einen durchaus ruhigen Lauf der Maschinen, wozu vor allem der grosse Radstand beitrug, ergeben, trotzdem die Zylinder in einem für den Massenausgleich ungünstigen Sinne — Niederdruckzylinder aussen — angeordnet sind.

[55]) Z. d. V. d. I. 1904, S. 1087 und D. p. J. 1904, **319**, S. 465.

Tabelle zur Auflösung von Tangentialdruckdiagrammen

in die Reihe

$$T = A_0 + A_1 \cos\varphi + A_2 \cos 2\varphi + A_3 \cos 3\varphi + A_4 \cos 4\varphi + A_5 \cos 5\varphi + A_6 \cos 6\varphi$$
$$+ B_1 \sin\varphi + B_2 \sin 2\varphi + B_3 \sin 3\varphi + B_4 \sin 4\varphi + B_5 \sin 5\varphi + B_6 \sin 6\varphi.$$

Konstantenbestimmung durch Auswahl 12 charakteristischer Punkte innerhalb einer vollen Umdrehung (24 Teile).

Punkte des abgewickelten Kurbelkreises		
No.	in Vielfachen von π	
0	0	$T_0 = A_0 + A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 + A_6.$
1	$\pi/12$	$T_1 = A_0 + 0{,}966\, A_1 + \frac{A_2}{2}\sqrt{3} + \frac{A_3}{2}\sqrt{2} + \frac{A_4}{2} + 0{,}259\, A_5 + 0{,}259\, B_1 + \frac{B_2}{2} + \frac{B_3}{2}\sqrt{2} + \frac{B_4}{2}\sqrt{3} + 0{,}966\, B_5 + B_6.$
2	$\pi/6$	$T_2 = A_0 + \frac{A_1}{2}\sqrt{2} + \frac{A_2}{2} - \frac{A_4}{2} - \frac{A_5}{2}\sqrt{3} - A_6 + \frac{B_1}{2} + \frac{B_2}{2}\sqrt{3} + B_3 + \frac{B_4}{2}\sqrt{3} + \frac{B_5}{2}.$
3	$\pi/4$	$T_3 = A_0 + \frac{A_1}{2}\sqrt{2} - \frac{A_3}{2}\sqrt{2} - A_4 - \frac{A_5}{2}\sqrt{2} + \frac{B_1}{2}\sqrt{2} + B_2 + \frac{B_3}{2}\sqrt{2} - \frac{B_5}{2}\sqrt{2} - B_6.$
4	$\pi/3$	$T_4 = A_0 + \frac{A_1}{2} - \frac{A_2}{2} - A_3 - \frac{A_4}{2} + \frac{A_5}{2} + A_6 + \frac{B_1}{2}\sqrt{3} + \frac{B_2}{2}\sqrt{3} - \frac{B_4}{2}\sqrt{3} - \frac{B_5}{2}\sqrt{3}.$
5	$5\pi/12$	$T_5 = A_0 + 0{,}259\, A_1 - \frac{A_2}{2}\sqrt{3} - \frac{A_3}{2}\sqrt{2} + \frac{A_4}{2} + 0{,}966\, A_5 + 0{,}966\, B_1 + \frac{B_2}{2} - \frac{B_3}{2}\sqrt{2} - \frac{B_4}{2}\sqrt{3} + 0{,}259\, B_5 + B_6.$
6	$\pi/2$	$T_6 = A_0 - A_2 + A_4 - A_6 + B_1 - B_3 + B_5.$
7	$7\pi/12$	$T_7 = A_0 - 0{,}259\, A_1 - \frac{A_2}{2}\sqrt{3} + \frac{A_3}{2}\sqrt{2} + \frac{A_4}{2} - 0{,}966\, A_5 + 0{,}966\, B_1 - \frac{B_2}{2} - \frac{B_3}{2}\sqrt{2} + \frac{B_4}{2}\sqrt{3} + 0{,}259\, B_5 - B_6.$
8	$2\pi/3$	$T_8 = A_0 - \frac{A_1}{2} - \frac{A_2}{2} + A_3 - \frac{A_4}{2} - \frac{A_5}{2} + A_6 + \frac{B_1}{2}\sqrt{3} - \frac{B_2}{2}\sqrt{3} + \frac{B_4}{2}\sqrt{3} - \frac{B_5}{2}\sqrt{3}.$
9	$3\pi/4$	$T_9 = A_0 - \frac{A_1}{2}\sqrt{2} + \frac{A_3}{2}\sqrt{2} - A_4 + \frac{A_5}{2}\sqrt{2} + \frac{B_1}{2}\sqrt{2} - B_2 + \frac{B_3}{2}\sqrt{2} - \frac{B_5}{2}\sqrt{2} + B_6.$
10	$5\pi/6$	$T_{10} = A_0 - \frac{A_1}{2}\sqrt{3} + \frac{A_2}{2} - \frac{A_4}{2} + \frac{A_5}{2}\sqrt{3} - A_6 + \frac{B_1}{2} - \frac{B_2}{2}\sqrt{3} + B_3 - \frac{B_4}{2}\sqrt{3} + \frac{B_5}{2}.$
11	$11\pi/12$	$T_{11} = A_0 - 0{,}966\, A_1 + \frac{A_2}{2}\sqrt{3} - \frac{A_3}{2}\sqrt{2} + \frac{A_4}{2} - 0{,}259\, A_5 + 0{,}259\, B_1 - \frac{B_2}{2} + \frac{B_3}{2}\sqrt{2} - \frac{B_4}{2}\sqrt{3} + 0{,}966\, B_5 - B_6.$
12	π	$T_{12} = A_0 - A_1 + A_2 - A_3 + A_4 - A_5 + A_6.$
13	$13\pi/12$	$T_{13} = A_0 - 0{,}966\, A_1 + \frac{A_2}{2}\sqrt{3} - \frac{A_3}{2}\sqrt{2} + \frac{A_4}{2} - 0{,}259\, A_5 - 0{,}259\, B_1 + \frac{B_2}{2} - \frac{B_3}{2}\sqrt{2} + \frac{B_4}{2}\sqrt{3} - 0{,}966\, B_5 + B_6.$
14	$7\pi/6$	$T_{14} = A_0 - \frac{A_1}{2}\sqrt{3} + \frac{A_2}{2} - \frac{A_4}{2} + \frac{A_5}{2}\sqrt{3} - A_6 - \frac{B_1}{2} + \frac{B_2}{2}\sqrt{3} - B_3 + \frac{B_4}{2}\sqrt{3} - \frac{B_5}{2}$
15	$5\pi/4$	$T_{15} = A_0 - \frac{A_1}{2}\sqrt{2} + \frac{A_3}{2}\sqrt{2} - A_4 + \frac{A_5}{2}\sqrt{2} - \frac{B_1}{2}\sqrt{2} + B_2 - \frac{B_3}{2}\sqrt{2} + \frac{B_5}{2}\sqrt{2} - B_6$
16	$4\pi/3$	$T_{16} = A_0 - \frac{A_1}{2} - \frac{A_2}{2} + A_3 - \frac{A_4}{2} - \frac{A_5}{2} + A_6 - \frac{B_1}{2}\sqrt{3} + \frac{B_2}{2}\sqrt{3} - \frac{B_4}{2}\sqrt{3} + \frac{B_5}{2}\sqrt{3}.$
17	$17\pi/12$	$T_{17} = A_0 - 0{,}259\, A_1 - \frac{A_2}{2}\sqrt{3} + \frac{A_3}{2}\sqrt{2} + \frac{A_4}{2} - 0{,}966\, A_5 - 0{,}966\, B_1 + \frac{B_2}{2} + \frac{B_3}{2}\sqrt{2} - \frac{B_4}{2}\sqrt{3} - 0{,}259\, B_5 + B_6.$
18	$3\pi/2$	$T_{18} = A_0 - A_2 + A_4 - A_6 - B_1 + B_3 - B_5.$
19	$19\pi/12$	$T_{19} = A_0 + 0{,}259\, A_1 - \frac{A_2}{2}\sqrt{3} - \frac{A_3}{2}\sqrt{2} + \frac{A_4}{2} + 0{,}966\, A_5 - 0{,}966\, B_1 - \frac{B_2}{2} + \frac{B_3}{2}\sqrt{2} + \frac{B_4}{2}\sqrt{3} - 0{,}259\, B_5 - B_6.$
20	$5\pi/3$	$T_{20} = A_0 + \frac{A_1}{2} - \frac{A_2}{2} - A_3 - \frac{A_4}{2} + \frac{A_5}{2} + A_6 - \frac{B_1}{2}\sqrt{3} - \frac{B_2}{2}\sqrt{3} + \frac{B_4}{2}\sqrt{3} + \frac{B_5}{2}\sqrt{3}.$
21	$7\pi/4$	$T_{21} = A_0 + \frac{A_1}{2}\sqrt{2} - \frac{A_3}{2}\sqrt{2} - A_4 - \frac{A_5}{2}\sqrt{2} - \frac{B_1}{2}\sqrt{2} - B_2 - \frac{B_3}{2}\sqrt{2} + \frac{B_5}{2}\sqrt{2} + B_6.$
22	$11\pi/6$	$T_{22} = A_0 + \frac{A_1}{2}\sqrt{3} + \frac{A_2}{2} + \frac{A_4}{2} - \frac{A_5}{2}\sqrt{3} - A_6 - \frac{B_1}{2} - \frac{B_2}{2}\sqrt{3} - B_3 - \frac{B_4}{2}\sqrt{3} - \frac{B_5}{2}.$
23	$23\pi/12$	$T_{23} = A_0 + 0{,}966\, A_1 + \frac{A_2}{2}\sqrt{3} + \frac{A_3}{2}\sqrt{2} + \frac{A_4}{2} + 0{,}259\, A_5 + 0{,}259\, B_1 - \frac{B_2}{2} - \frac{B_3}{2}\sqrt{2} - \frac{B_4}{2}\sqrt{3} - 0{,}966\, B_5 - B_6.$
24	2π	$T_{24} = A_0 + A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 + A_6.$



Anhang.

Häufig vorkommende trigonometrische Bez'ehungen.

$$\sin^2\varphi = \frac{1}{2}(1 - \cos 2\varphi)$$
$$\sin^3\varphi = \frac{1}{4}(3\sin\varphi - \sin 3\varphi)$$
$$\sin 2\varphi \sin\varphi = \frac{1}{2}(\cos\varphi - \cos 3\varphi)$$
$$\sin 3\varphi \sin\varphi = \frac{1}{2}(\cos 2\varphi - \cos 4\varphi)$$
$$\sin 4\varphi \sin\varphi = \frac{1}{2}(\cos 3\varphi - \cos 5\varphi)$$
$$\sin 3\varphi \sin 2\varphi = \frac{1}{2}(\cos\varphi - \cos 5\varphi)$$
$$\sin 4\varphi \sin 2\varphi = \frac{1}{2}(\cos 2\varphi - \cos 6\varphi)$$
$$\sin\varphi \cos\varphi = \frac{1}{2}\sin 2\varphi$$
$$\sin 2\varphi \cos\varphi = \frac{1}{2}(\sin 3\varphi + \sin\varphi)$$
$$\sin 3\varphi \cos\varphi = \frac{1}{2}(\sin 4\varphi + \sin 2\varphi)$$
$$\sin 4\varphi \cos\varphi = \frac{1}{2}(\sin 5\varphi + \sin 3\varphi)$$
$$\sin 2\varphi \cos 2\varphi = \frac{1}{2}\sin 4\varphi$$
$$\sin 3\varphi \cos 2\varphi = \frac{1}{2}(\sin 5\varphi + \sin\varphi)$$
$$\sin 4\varphi \cos 2\varphi = \frac{1}{2}(\sin 6\varphi + \sin 2\varphi)$$

$$\cos^2\varphi = \frac{1}{2}(1 + \cos 2\varphi)$$
$$\cos^3\varphi = \frac{1}{4}(3\cos 3\varphi + \cos 3\varphi)$$
$$\cos 2\varphi \cos\varphi = \frac{1}{2}(\cos 3\varphi + \cos\varphi)$$
$$\cos 3\varphi \cos\varphi = \frac{1}{2}(\cos 4\varphi + \cos 2\varphi)$$
$$\cos 4\varphi \cos\varphi = \frac{1}{2}(\cos 5\varphi + \cos 3\varphi)$$
$$\cos 3\varphi \cos 2\varphi = \frac{1}{2}(\cos 5\varphi + \cos\varphi)$$
$$\cos 4\varphi \cos 2\varphi = \frac{1}{2}(\cos 6\varphi + \cos 2\varphi)$$
$$\cos 2\varphi \sin\varphi = \frac{1}{2}(\sin 3\varphi - \sin\varphi)$$
$$\cos 3\varphi \sin\varphi = \frac{1}{2}(\sin 4\varphi - \sin 2\varphi)$$
$$\cos 4\varphi \sin\varphi = \frac{1}{2}(\sin 5\varphi - \sin 3\varphi)$$
$$\cos 2\varphi \sin 2\varphi = \frac{1}{2}\sin 4\varphi$$
$$\cos 3\varphi \sin 2\varphi = \frac{1}{2}(\sin 5\varphi - \sin\varphi)$$
$$\cos 4\varphi \sin 2\varphi = \frac{1}{2}(\sin 6\varphi - \sin 2\varphi).$$

Berichtigung.

Die Gleichung 1b) Seite 486 muss lauten:

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2}\left[\left(M_1 + \frac{M_2}{2} + M_3\left(1 - a + \frac{b}{2}\right)\right) r^2 + \frac{r^2\lambda}{2}(M_2 + a M_3)\cos\varphi - \frac{r^2}{2}\Big(M_2 + (2a - b) M_3\Big)\cos 2\varphi - \frac{r^2\lambda}{2}(M_2 + a M_3)\cos 3\varphi\right]$$
$$+ \frac{1}{2}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2\left[-\frac{r^2\lambda}{2}(M_2 + a M_3)\sin\varphi + r^2\big(M_2 + (2a - b) M_3\big)\sin 2\varphi + \frac{3 r^2\lambda}{2}(M_2 + a M_3)\sin 3\varphi\right] = Q \quad \ldots\ldots \quad 1b)$$

Schnellbetrieb auf den Eisenbahnen der Gegenwart.

Von Ingenieur **M. Richter**, Bingen.

(Fortsetzung von S. 576 d. Bd.)

2. Die *Schnellzuglokomotive der Pfalzbahn*, erbaut seit 1898 bei *Krauss*-München, im ganzen zwölf Stück, war die erste $^2/_5$-gekuppelte Lokomotive Deutschlands, und wies auch sonst eine Reihe von bisher nicht gesehenen Neuigkeiten auf: breite Feuerkiste, wagon-top-Kessel und Luftschneiden, so dass sie, abgesehen von der hohen Kessellage einen entschiedenen Fortschritt im deutschen Lokomotivbau bedeutete (Fig. 3).

Der grosse Kessel von 175 qm Gesamtheizfläche liegt 2,475 m über S. O. und besitzt eine breite, tiefe Feuerkiste mit zwei Feuerlöchern, die abwechselnd beschickt werden; Feuergewölbe ist nicht vorhanden. Zur Verbreiterung der Kiste und Vergrösserung des Dampfraumes ist der geschweisste Schuss zwischen Langkessel und Kiste konisch gestaltet, besitzt also wagon-top-Form.

Die Rahmenbauart entspricht der Kesselform. In einem bis zur Feuerkistenvorderwand durchgehenden Innenrahmen sind die Triebachsen gelagert. Ausserhalb der Triebräder ist noch ein Aussenrahmen vorhanden, welcher vom Hinterende der Lokomotive bis vor die Triebachse zum Gleitbahnträger reicht und die Feuerbüchse in sich aufnimmt, sowie die Lagerung der hintersten Achse trägt, welche als freie Lenkachse nach allen Seiten Spiel hat.

Die Hauptversteifung der beiden Rahmen ist eine

senkrechte Querwand vor der Feuerkiste, ferner eine ebensolche am Gleitbahnträger.

Das Drehgestell besitzt Innenrahmen, welche noch den eingeschnürten Hauptrahmen überragen. Der Radstand des Gestelles ist mit 1700 mm sehr kurz bemessen. Es ist Seitenverschiebbarkeit (40 mm) vorgesehen

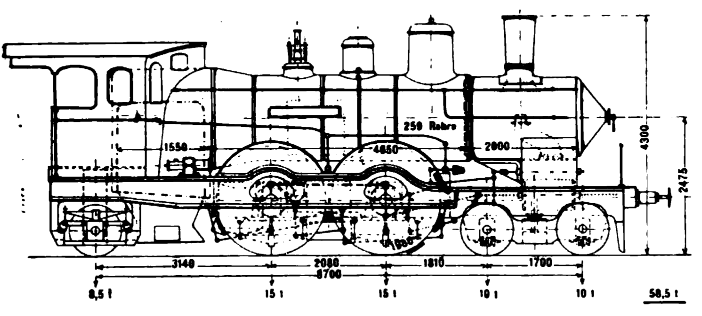


Fig. 3a. Pfalzbahn.

mit Rückstellung durch wagerechte Blattfedern. Die Achsbüchsen jeder Gestellachse sind durch Querfedern unter sich verbunden. Die Druckauflage ist seitlich durch halbkugelige Zapfen in Rotgusspfannen hergestellt.

Die Zwillingsmaschine hat innen liegende, geteilt ausgeführte (verschraubte) Zylinder, deren auswärts geneigte Schieberkästen als Rauchkammersattel ausgeführt und vom Laufblech aus zugänglich sind. Da die beiden Kurbelhälse der Kröpfachse miteinander unmittelbar durch

Beim Entwurf dieser Lokomotive wurde nebenbei verschiedenen seitens der Bahn gestellten Bedingungen Rechnung getragen: Verfeuerung langflammiger Kohle (Saarkohle) und möglichst geringe störende Bewegungen.

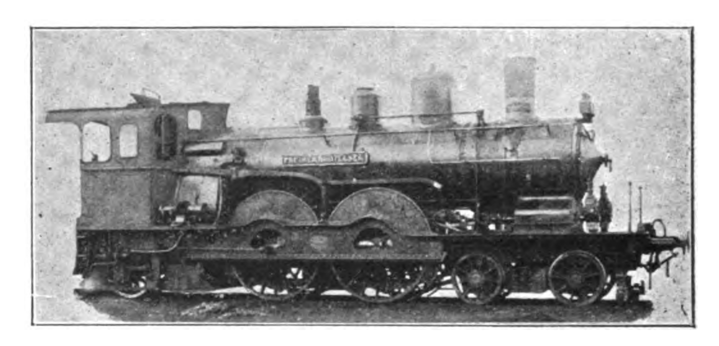


Fig. 3b. Pfalzbahn.

Zu letzterem Zweck wurde der ungewöhnlich kleine Hub von 570 mm angenommen, die Zylinder nach innen verlegt und die vordere Achse zur Treibachse gemacht.

Das Betriebsprogramm der Maschine war die Beförderung eines Zuges von 220 t h. T. mit 90 bis 100 km/St. auf wagerechter Strecke und mit 60 km/St. auf der Steigung von 1 : 100; die dabei verlangte Höchstleistung ist 1000 bis 1100 PS. Nachdem die $^2/_4$-gek. Lokomotive (D. p. J. 1902, **317,** S. 651) aus dem Schnellzugsdienst

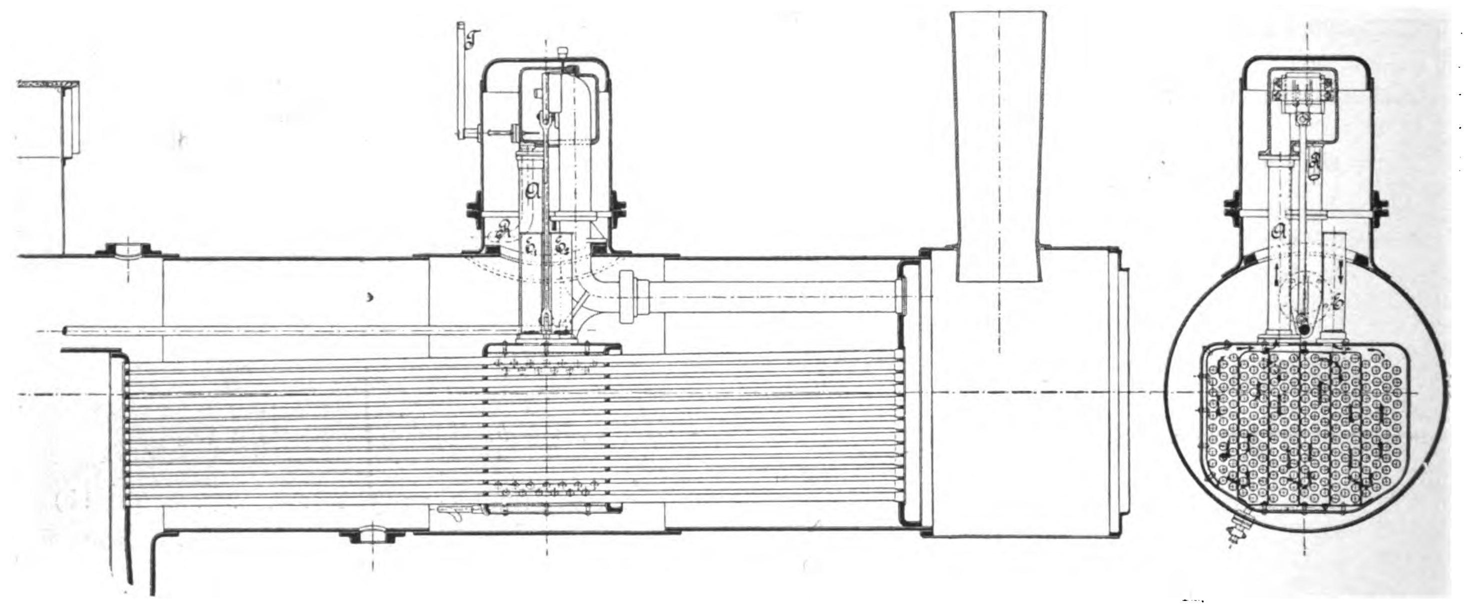


Fig. 4. Ueberhitzer von Pielock.

einen geradlinigen Querbalken verbunden sind (Querschnitt 190/260 mm), so blieb bei den grossen Abmessungen der Hälse usw. kein Platz für Exzenter übrig; es wurde deshalb zum Antrieb der Schwinge der *Heusinger*-Steuerung die *Joy*sche Lenkeranordnung in der Pleuelstange eingehängt, eine Kombination, die wohl als *Hawthorn-Kitson*-Steuerung zu bezeichnen und hier zum ersten Mal angewendet worden ist. — Zwischen den beiden Triebachsen ist zum Nachsehen ein während der Fahrt besteigbarer Einsteigkasten angebracht.

Der Tender ist dreiachsig und hat verhältnismässig grosse Fassung. Die *Schleifer*sche Luftdruckbremse wirkt auf die Treib- und Tenderräder.

Zur Verminderung des Luftwiderstandes ist die Rauchkammer und die Vorderwand des Führerhauses als Luftschneide ausgebildet.

hinausgedrängt war, übernahm die $^2/_5$ die Beförderung der wichtigsten Durchgangszüge, wie des D-Zuges Basel—Berlin auf der Strecke Strassburg—Lauterburg—Ludwigshafen, sowie des manchmal bis 40 Achsen starken D-Zuges Basel—Rotterdam auf der Strecke Strassburg—Weissenburg—Neustadt—Bingerbrück, welche zwischen Neustadt und Bad Münster a. St. die Haardt überschreitet und etwa 60 km weit zahlreiche Kurven von 400 m Halbmesser und Steigungen von 1 : 100 aufweist.

Neuerdings wird auch diese Gattung wieder durch die grossen $^2/_5$-gek. vierzylindrigen Verbundlokomotiven in den Hintergrund gedrängt.

Im Jahre 1904 wurde die zwölfte Lokomotive, genannt „v. Neuffer", dieser Bauart von *Krauss*-München geliefert, welche sich von den vorherigen in allerhand

Einzelheiten, vor allem aber durch den Einbau des *Pielock*schen Ueberhitzers unterscheidet.

Der Ueberhitzer von *Pielock* (Fig. 4)[1]) ist ein Kasten, welcher das Rohrbündel im Langkessel eine Strecke weit derart umfasst, dass die Heizrohre die parallelen Endwände desselben durchdringen, in welche sie leicht eingewalzt sind; da innerhalb und ausserhalb des Kastens derselbe Druck herrscht, genügt diese Befestigung. Durch eine Reihe von parallelen, in der Rohrrichtung durchgehenden senkrechten Wänden ist der Innenraum in schmale Kammern zerlegt, welche der durch zwei Rohre aus dem Dom von oben eintretende Kesseldampf nacheinander im Zickzack durchströmt. Er kommt dabei mit der äusseren Rohrheizfläche in Berührung und überhitzt sich auf 250 bis 350 °, worauf er in eine den Reglerkopf umschliessende Kappe austritt, um von da zu den Zylindern zu kommen. Der Kasten wird so weit von der Feuerbüchsrohrwand entfernt eingebaut, dass infolge der auf 700 bis 800 ° C gesunkenen Temperatur der Heizgase ein Erglühen der Rohre nicht stattfinden kann. Trotzdem ist es sehr fraglich, ob die Rohre nicht stark leiden werden, da beim Zusammentreffen von Wasserdampf mit glühendem Eisen der Prozess stattfindet:

$$3\, Fe + 4\, H_2\, O = Fe_3\, O_4 + 8\, H.$$

Eine Gewichtsvermehrung der Lokomotive ist mit dem Einbau nicht vorhanden, da der Kasten im Kessel schwimmt, auf Kosten des Wasserraumes desselben.

Von dem Ueberhitzer aus erhalten auch die Luftpumpe, die Injektoren, die Dampfheizung des Zuges, die Rauchverzehrung überhitzten Dampf. Bei Undichtheiten, die durch Ablasshahn festzustellen sind, wird nur der Ueberhitzer selbst ausgeschaltet, die Lokomotive aber weiter nicht beeinträchtigt. Die Kohlenersparnis beträgt 15 bis 18, die Wasserersparnis bis 20 v. H. Ein grosser Vorteil ist auch, dass der Ueberhitzer beim Oeffnen des Reglers sehr rasch in volle Tätigkeit kommt, dass aber beim Schliessen die Temperatur nur sehr langsam ($1\frac{1}{2}$ ° C in einer Minute) sinkt.

Bei der Lokomotive „von Neuffer" beträgt im besonderen die Rohrzahl 254, die ganze innere Rohrheizfläche 135,6 qm, die Ueberhitzfläche 20,3 qm und die ganze Heizfläche 166,9 qm, während bei den vorausgegangenen 11 Stück die Rohrzahl 259, die Rohrheizfläche 164 qm und die gesamte innere Heizfläche 175 qm beträgt. Das Dienstgewicht beträgt bei den früheren 58,5 t, bei „von Neuffer" 61,0 t. Ausserdem ist „von Neuffer" mit Drehgestellbremse versehen (beide Achsen einseitig von der Mitte aus), was ebenfalls eine Neuerung ist. —

3. Die *Schnellzuglokomotive der niederländischen Zentralbahn*, gebaut 1901 von *Beyer-Peacock*, Manchester, gleicht der vorigen in mancher Beziehung (Fig. 5).

Auffallend ist die geringe Rohrlänge und die sehr grosse, schmale Feuerbüchse mit *Belpaire*-Decke.

Der Kessel hat jedenfalls auf Kosten des Kohlenverbrauchs eine sehr rasche, energische Verdampfung. Die Feuerbüchse reicht bis an die vordere Triebachse und besitzt die grosse direkte Heizfläche von 16 qm, welche sehr wirksam ist, so dass die erreichbare Dauerleistung der Maschine wesentlich höher sein muss, als die in die Tabelle aufgenommene Grösse von 950 PS, die der absoluten Gesamtheizfläche entspricht. Die Rauchkammertemperatur wird freilich ziemlich hoch sein, da die Länge der 112 Serve-Rohre nur rund 3,5 m beträgt. Die Feuerkiste besitzt im vorderen Teil Schrägrost, der ganz vorn kippbar ist, und ein grosses Feuergewölbe; der aus nur zwei Schüssen zusammengesetzte Langkessel trägt auf dem hinteren Schuss den Dom mit Federventil.

Der Hauptrahmen ist doppelt durchgeführt, aber vierfache Lagerung ist nur bei der Kröpfachse vorhanden. Auch das Drehgestell hat Aussenrahmen und ist in Wiege gelagert. Die Hinterachse besitzt Seitenverschiebung. Die Mittelachse ist unabhängig gefedert.

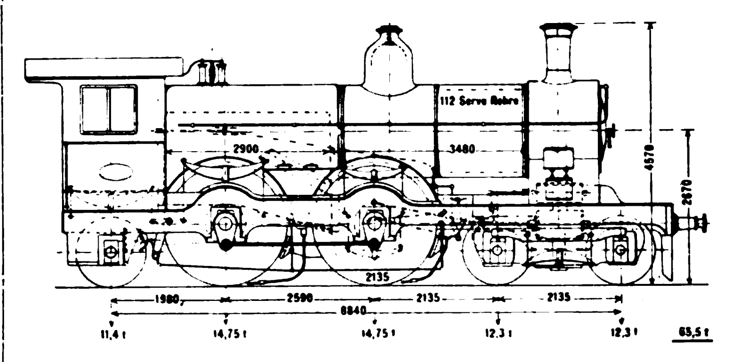


Fig. 5a. Holländische Staatsbahn.

Die innen liegende Dampfmaschine treibt die vordere Triebachse an und ist mit Kolbenschiebern für innere Einströmung ausgestattet, welche durch gewöhnliche *Stephenson*-Steuerung mit Zwischenhebel bewegt werden und deren Kästen als Rauchkammersattel ausgebildet sind.

Von der Ausstattung ist hervorzuheben die Doppel-Luftpumpe, sowie der Zwillingssander. Gebremst werden nur die Triebachsen und zwar einseitig. Der Tender ist vierachsig.

Diese Maschinen, fünf Stück an der Zahl, sind bestimmt für den Dienst auf der Strecke Boxtel—Vlissingen,

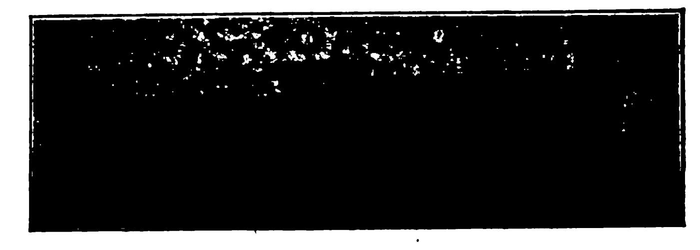


Fig. 5b. Holländische Staatsbahn.

wo sie bis zu 40 Achsen h. T. mit 90 bis 100 km/St. befördern. Ein Jahr lang musste der Betrieb mit ihnen freilich ganz ausgesetzt werden, bis der Oberbau gründlich verstärkt war, da sie denselben trotz dem langen Gesamtradstand und den inneren Zylindern völlig verwarfen.

Die beste Leistung dieser Maschinen ist

Vlissingen—Roosendaal	74,7 km	in 58 Min.,	77,3 km/St
Roosendaal—Boxtel	62,6 „	„ 49 „	76,7 „

welche der D-Zug Vlissingen—Basel im Fahrplan aufweist. (Fortsetzung folgt.)

[1]) Zur Wahrung der Vollständigkeit ist die Darstellung des Ueberhitzers (s. D. p. J. 1904, Bd. **319**, S. 1) auf Wunsch des Verfassers hier nochmals gegeben. Die Redaktion.

Bücherschau.

Berechnung und Konstruktion der Schiffsmaschinen und Kessel. Ein Handbuch zum Gebrauch für Konstrukteure, Seemaschinisten und Studierende. Von Dr. *G. Bauer*. Zweite, vermehrte und verbesserte Auflage.

Wie schon bei Besprechung der ersten Auflage (D. p. J. 1903, **318**, S. 560) ausgesprochen, war der Wert des vorliegenden Werkes ein derartiger, dass eine baldige zweite Auflage nicht lange auf sich warten lassen würde.

Dieselbe liegt jetzt — kaum ein Jahr nach der ersten erschienen — vor, dass es bei dieser raschen Folge dem Verfasser in seiner Stellung als leitender Oberingenieur an der, wir dürfen wohl sagen, ersten Schiffswerft Deutschlands nicht möglich war, allen bei Gebrauch der ersten Auflage zutage tretenden berechtigten Mehrforderungen sowie aller sich zur Zeit so rasch entwickelnden Fortschritten Rechnung zu tragen, dürfte nicht unschwer einleuchten; trotzdem ist eine eingehende Durchsicht zu erkennen.

Neu aufgenommen ist gleich anfangs im ersten Teil, I. Abschnitt, § 3: „*Die Messung der tatsächlichen Leistung*“, in Verlauf welchen Abschnittes auch auf den *Turbinen-Elektromotor-Antrieb* bezug genommen ist.

Im III. Abschnitt ist für die vielumstrittene Frage des *Propellerwiderstandes* auf S. 69 die Formel $Q = K \cdot W^{3,8}$ anstatt $Q = K W^2$ eingeführt, wie dann — etwas zu spät — auf S. 72 angeführt wird, bedarf dieser Wert aber noch der Nachprüfung durch weitere Versuche.

Im § 34 schliesst sich daran und zwar neu aufgenommen die Betrachtung über die Torsionsschwingungen der Wellen.

Im Abschnitt IV, Anordnung der Hauptmaschine, ebenso wie in vorhergehenden beiden Aufstellungen über Abmessungen ausgeführter Schiffsmaschinen finden die fortschrittlichen neuesten Ausführungen entsprechende Beachtung.

Wir finden dort den Schnelldampfer „*Kaiser Wilhelm der Grosse*“, den russischen Kreuzer „*Bogatyr*“; bei den Zusammenstellungen ist der Kabeldampfer „*Stephan*“, sowie das neue Linienschiff „*Preussen*“ einbezogen, in beiden Abschnitten der neue Schnelldampfer „*Kaiser Wilhelm II.*, dessen beiden Maschinengruppen mit je sechs Kurbeln eine ganz eigene Anordnung bilden.

Im folgenden Abschnitt V: „*Einzelteile der Hauptmaschinen*“, haben § 63, 2, *Bachs* Berechnungen von flachen Wänden und Schieberkästen den verdienten Platz gefunden.

Ferner wird in § 67 der Aspinall-Regulator beschrieben.

Bei Stopfbüchsen, § 70, S. 155 ff., fällt das Fehlen der *Lenz*-Packung auf.

Die Verbindung der Kurbel- und Druckwelle auf Kriegsschiffen durch rasch ausrückbare Kupplungen wird als jetzt meist verlassen bezeichnet; und wohl mit Recht.

Die Beschreibung der Verbindung der Hand- und Dampfbewegung der Umsteuermaschinen, § 143, S. 260, ist in zweckdienlicher Weise erweitert.

Schliesslich findet sich noch in § 152, S. 281, eine Bemerkung über den Schutz des Inneren der Dampfniederschlagräume gegen Anfressung durch Zinkschutzplatten, auf welche an dieser Stelle aufmerksam gemacht werden soll.

Die übrigen Teile bringen entsprechend ihrer untergeordneten Bedeutung nur vereinzelte Zusätze.

Teil II, *Pumpen*, bringt in § 174, S. 304, eine Aufstellung über ausgeführte Oberflächen-Rückkühlung und § 192, S. 321, Beispiele ausgeführter Pumpanlagen.

Teil III, Schiffswiderstand, bringt in § 21, 2, S. 354, die Annäherungsformel

$$Ni = \frac{V^3 D^{\frac{2}{3}}}{C}$$

In dieser Form ist V in Knoten D in englische Tons umzusetzen und C wäre etwa 300 bei grossen Schnelldampfern abnehmend bis zu 180 für kleine volle Schraubenschiffe.

Als Beispiel sei der Schnelldampfer „*Kaiser Wilhelm der Grosse*“ betrachtet:

$$V \;22{,}5 \text{ Knoten } V^3 = 11{,}390{,}625,$$

$$D \;19{,}700 \text{ Tons engl. } D^{\frac{2}{3}} = 729{,}36$$

$$Ni = \frac{11{,}390{,}625 \cdot 729{,}36}{300} = 27{,}359$$

während tatsächlich mit 27,000 Ni die Schnelligkeit von 22,5 Knoten erreicht wurde bei $D = 20{,}000$ M/t.

Soll C im reziproken Wert eingeführt werden, so muss die Formel

$$Ni = V^3 \cdot D^{\frac{2}{3}} \cdot C$$

lauten, aber auch dann bedürfen die Werte $v \cdot C$ einer Nachprüfung.

In § 234 wird auf die Bearbeitung der Propellerflügel durch eine patentierte Werkzeugmaschine aufmerksam gemacht.

Im Teil IV, *Rohrleitungen*, fand im Abschnitt III, § 250, eine empfehlenswerte Anordnung von Wasserabscheidern in Hauptdampfleitungen, einen Platz; in Abschnitt IV, § 263, wurde der Speisevorwärmung Erwähnung getan.

Teil V, *Dampfkessel*, beschreibt in Abschnitt IV, § 306, die *Wasserrohrkessel, Bauart Normand*, für den russischen Kreuzer „*Bogatyr*“. Auch die *engrohrigen Wasserrohrkessel*, Bauart *Thornycroft, Schulz* und ähnliche, werden diesmal in § 307 eingehender behandelt.

Abschnitt VI künstlicher Zug bringt eine Aufstellung über Ausführungen in der Kaiserlich-deutschen Kriegsflotte.

Teil VI, *Messapparate*, bringt in § 349 neu die Beschreibung von *Föttingers* Torsionsindikator, während eine neue Auflage jedenfalls in diesen Teil sich mit *Tesdors* verbesserten Dampfdruck-Indikator zu befassen haben wird.

Teil VII erwähnt in § 366 in kurzer Zusammenstellung die Lüftung von Maschinen- und Kesselräumen.

So tritt überall das Bestreben zutage, dem Fortschritt in allen neuesten Einrichtungen gebührend Rechnung zu tragen.

Umsomehr muss es Wunder nehmen, wenn in dem, unsere Hauptaufmerksamkeit beanspruchenden Teil I — bei aller Anerkennung des Gebotenen und der darauf verwendeten sorgfältigen Durchsicht — doch der *Dampfturbine* in keiner anderen Weise Erwähnung geschieht als in der auf S. 6, § 3.

Die *Dampfturbine* ist ein Kraftübertrager, der heute mit bedeutendem Erfolg *wissenschaftlich* und in Ausführungen durchgearbeitet ist; die Anzahl der ausgeführten Pferdestärken zu Land und zu Wasser werden nahezu eine Million betragen.

Die *Dampfturbine* hat unbedingt folgende Vorzüge:

Abwesenheit aller Stösse und Schläge, da die Bewegungsrichtung stets gleichförmig,

grösste Ausnutzung der Dampfwärme durch hohe Ueberhitzung,

tiefste Lage des Schwerpunktes und dabei geringstes Raumbedürfnis,

von grösstem Wert für die Kriegsflotten,

kleinste Gewichte, selbst bei Anordnung von Vor- und Rückwärtsgang im gemeinsamen Gehäuse,

grösste Ausnutzung der Umfangsgeschwindigkeit, denn die anfänglich zu weit gehende Geschwindigkeit dürfte heute als eine ziemlich überwundene Schwierigkeit betrachtet werden dürfen.

Bei all diesen unbestreitbaren Merkmalen sollte diese Maschinengattung, in einem *Handbuch für Konstrukteure, Seemaschinisten und Studierende* unter keinen Umständen fehlen, und soll hier der Hoffnung Ausdruck gegeben werden, dass diesem Fehlen in der nächsten und dritten Auflage, welche Dr. *G. Bauers* Handbuch recht bald erleben möge, in weitestem Umfange abgeholfen werde. *Em. Arp.*

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

86. Jahrg., Bd. 320, Heft 38. **Berlin, 23. September 1905.**

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.



Nordamerikanische Eisenbauwerkstätten.

Von Dr.-Ing. **H. Reissner**, Berlin.

Einleitung.

Die grosse Bautätigkeit der amerikanischen Eisenbahnen, der staatlichen und städtischen Verwaltungen und der Industrie in den Vereinigten Staaten im letzten Jahrzehnt hat auf dem Gebiet der Eisenbauten eine solche Fülle von technischen und wirtschaftlichen Erfahrungen, von bemerkenswerten Bauausführungen und Herstellungsverfahren geschaffen, dass es an der Zeit erscheint, dieses grosse Stoffgebiet kritisch zu sichten und der Kenntnis der deutschen Ingenieure zu vermitteln.

Eine solche Vermittlung darf jedoch nicht nur auf Reiseeindrücken und grossen Gesichtspunkten beruhen. Jeder Fachgenosse erfährt ja oft genug, dass die Technik sich weniger auf ausserordentlichen Ideen aufbaut, als vielmehr auf der gewissenhaften Beachtung einer grossen Menge von Einzeleinflüssen und früheren Erfahrungen und der sorgfältigen Durchbildung einer ordnenden Arbeitsteilung.

Ein Bericht also, der einigen Nutzen stiften soll, muss mehr die Vollständigkeit im einzelnen als die im ganzen anstreben und weise Beschränkung in der Auswahl des Themas üben, damit die Darstellung möglichst wenig Lücken im Einzelnen zeige.

Um nun der Forderung einer solchen Gründlichkeit nach Kräften gerecht zu werden, habe ich mir für die Zwecke und im Auftrage der Verwalterin der *Boissonet*-Stiftung, der Kgl. Technischen Hochschule zu Berlin, nur den ersten Teil einer Darstellung der amerikanischen Eisenbautechnik gewählt und zwar die Besprechung der nordamerikanischen Eisenbauwerkstätten.

Die in dieser Arbeit vertretenen Anschauungen, die gegebenen Tatsachen und die mitgeteilten Zeichnungen sind das Ergebnis einer einjährigen Tätigkeit in amerikanischen Werkstättenbureaus, einer weiteren dreieinhalbmonatlichen Studienreise im Auftrage der Berliner Technischen Hochschule, einer sorgfältigen Verfolgung der amerikanischen Veröffentlichungen bis in die neueste Zeit und eines regen Briefwechsels mit amerikanischen Ingenieuren.

An dieser Stelle möchte ich deswegen den amerikanischen Fachkreisen meinen wärmsten Dank aussprechen für das weitherzige Entgegenkommen, das sie mir fast überall in der Anschauung bewiesen haben, dass der Erfolg einer Industrie nicht auf unwissenschaftlicher Geheimniskrämerei, sondern auf dem allgemeinen wirtschaftlichen und wissenschaftlichen Unternehmungsgeist und gegenseitiger geistiger Bereicherung beruht, da mitgeteilte Erfahrungen sehr selten so unmittelbar in anderen Verhältnissen anwendbar sind, dass sie eine Schädigung des Mitteilers bedeuten könnten.

Vor allem spreche ich hier den Ingenieuren der *American Bridge Co.*, den Herren *C. C. Schneider*, *P. L. Wölfel*, *J. Christie*, *Ziesing* und ihrem technischen Stab meinen Dank aus, sodann dem Leiter der *Pennsylvania Steel Co.* Herrn *J. V. W. Reynder*s und seinen Mitarbeitern und den Herren *Coffin* und *Bowman* von der *Riter-Conley Manufacturing Co.* Den anderen Fachgenossen, die mich unterstützt haben, gehört mein Dank nicht an dieser Stelle, weil ihre Hilfe sich auf andere Gebiete des Eisenbaues bezog.

Auf der anderen Seite möchte ich meine Erkenntlichkeit auch dem Herrn *Unterrichtsminister* und der *Hochschule zu Berlin* für die wertvolle Unterstützung meines Unternehmens durch Empfehlungsbriefe und Geldzuwendung ausdrücken.

Die erstrebte Vollständigkeit der Beschreibung hat verursacht, dass auch manche in Deutschland gebräuchlichen Maschinen und Methoden wiedergegeben sind, was aber vielleicht deswegen nicht überflüssig ist, weil eine eingehende Beschreibung deutscher gleichartiger Werkstätten aus neuerer Zeit leider vermisst wird. Wenn nun auch bisher keiner der in letzter Zeit in Amerika gewesenen Betriebsleiter unserer deutschen Brückenbauanstalten sich zu dem vorliegenden Gegenstand geäussert hat, so hoffe ich doch, dass die Bemerkungen der engeren Fachkreise zu dem folgenden Bericht Ergänzungen und neue Gesichtspunkte zu Tage fördern werden.

Sollte die Fachwelt aus der Beschreibung einer mit grossen Absatzmärkten, billigem Rohmaterial und teuren Löhnen arbeitenden Industrie für die unter anderen Bedingungen entwickelte deutsche Eisenbautechnik einigen Nutzen ziehen, so würde ich meine Aufgabe als erfüllt ansehen.

I. Material.

Herstellungsmengen.

Während in Deutschland die *Bessemer*birne mit basischer Ausfütterung und Beschickung die grösste Menge des Eisenmaterials für Brücken liefert, hat der *Thomas*prozess (basic Bessemer) in Nordamerika nicht denselben Anklang gefunden, wie hier. Obgleich auch in den Vereinigten Staaten alle Bedenken gegen das basische Verfahren an sich in den letzten Jahren geschwunden sind, ist es doch dort nicht das basische *Bessemer*eisen, sondern das basische Flammofen- *(Siemens-Martin-)* Eisen, welches als das für den Brückenbau geeignetste in den Vereinigten Staaten angesehen wird.

Noch vor einigen Jahren liessen die Brückenbauvorschriften der *New York Central and Hudson River Eisenbahngesellschaft* nur saures *Martin*flusseisen (acid open hearth steel) zu, während die jetzigen Bestimmungen vom

Jahre 1902 keinen Unterschied mehr zwischen saurem und basischem *Martin*flusseisen machen.

Auch die Lieferungsbedingungen der im Dezember 1903 eröffneten neuen East-River-Brücke schrieben noch saures Flammofenflusseisen vor und schlossen dadurch die Walzwerke der östlichen Staaten und des Pittsburgh-Distrikts von der Lieferung aus, während die Vorschriften der neuen von *Lindenthal* ausgeschriebenen East-River-Brücken keine Bevorzugung einer Art Flammofenflusseisen mehr enthalten.

*Bessemer*eisen, und zwar saures, wird nur für Schienen und Hochbauten, aber nicht für Brückenbauten zugelassen. Den Verbrauchsmengen für Schienen und Hochbauten entsprechen auch die Angaben über das Verhältnis der Flusseisenproduktion in den Vereinigten Staaten im Jahre 1904 — wonach $^4/_7$ des erzeugten Walzeisens *Bessemer*- und $^3/_7$ Flammofenflusseisen; von letzterem wurde weniger als $^1/_5$ mit saurer und mehr als $^4/_5$ mit basischer Fütterung hergestellt. Basisches *Bessemer*flusseisen wird seit 1897 in Amerika nicht mehr hergestellt.

Um dieses Bild zu vervollständigen, seien noch einige Zahlen aus dem statistischen Jahresbericht der *American Iron and Steel Association* für 1904 in Tabelle 1 angeführt.

Aus diesen Zahlen kann man einerseits die Hochkonjunktur des Jahres 1902, dessen Jahresleistung noch nicht wieder erreicht ist, anderseits die Verschiebung der einzelnen Produktionsmengen zugunsten des basischen Flammofenflusseisens (in Amerika Stahl genannt) herauslesen.

Eigenschaften.

Für die Eigenschaften dieser Materialien bestehen seit neuerer Zeit zwei Vereinbarungen von Lieferungsbedingungen, die keine wesentlichen Unterschiede voneinander zeigen und sowohl der Leistungsfähigkeit der amerikanischen Hüttenwerke als auch den Ansprüchen der Verbraucher auf einen Baustoff, der zwischen allen Anforderungen in betreff von Preis, Gleichförmigkeit des Produktes, Festigkeit, Dehnung und Kaltbearbeitbarkeit den besten Ausgleich herstellt, gerecht zu werden suchen. Der erste Satz von Vorschriften ist im August 1901 von der amerikanischen Abteilung der internationalen Materialprüfungskommission angenommen worden,[1]) der zweite nach dessen Vorbilde 1903 von der „American Railway Engineering and Maintenance of Way Association", die einen Verband amerikanischer Eisenbahnverwaltungen vorstellt.[2])

Tabelle 1.

Gusstücke und Walzblöcke.	1901	1902	1903	1904
*Bessemer*flusseisen	8 713 302 t	9 138 363 t	8 592 829 t	7 859 146 t
Flammofenflusseisen:				
sauer	1 037 316 t	1 191 196 t	1 094 998 t	801 799 t
basisch	3 618 993 t	4 496 533 t	4 734 913 t	5 106 367 t

	1901	1902	1903	1904
Baueisen ohne Bleche	1 029 360 t	1 321 131 t	1 095 813 t	9 491 146 t
Grob- und Feinbleche	2 290 496 t	2 665 409 t	2 599 665 t	2 421 398 t
*Bessemer*stahlschienen	2 870 816 t	2 935 392 t	2 946 756 t	2 137 957 t
*Martin*stahlschienen	2 093 t	6 029 t	45 054 t	145 883 t
Schweisseisenschienen	1 758 t	6 116 t		871 t

Von diesen Bedingungen greifen wir nur diejenigen heraus, welche Bezug auf Eisenkonstruktionen haben, und auch aus diesen nur einzelne bemerkenswerte Zahlen (Tab. 2):

Tabelle 2.

Bedingungen der „American Society for Testing Materials".

Material	Erlaubter Prozentgehalt			Zugversuche		
	an Phosphor sauer	an Phosphor basisch	an Schwefel	Festigkeit kg/qcm	Fliessgrenze kg/qcm	Dehnung in 8″ = 20,32 cm
1. Martineisen für Brücken- und Schiffbau:						
Nieteisen	0,08	0,06	0,06	3500—4200	halbe Zugfestigk.	26 v. H.
Weiches Flusseisen	0,08	0,06	0,06	3640—4340	„ „	25 „
Mittelhartes Flusseisen	0,08	0,06	0,06	4200—4900	„ „	22 „
2. Martin- oder Bessemereisen für Eisenhochbau, im Max.:						
Nieteisen	0,1	—	—	3500—4200	halbe Zugfestigk.	26 v. H.
Mittelhartes Flusseisen	0,1	—	—	4200—4900	„ „	22 „

Bedingungen für Material und Herstellung von Eisenkonstruktionen, angenommen 1903 von der „American Ralway Engineering and Maintenance of Way Association".

Material	Erlaubter Prozentgehalt			Zugversuche	
	an Phosphor sauer	an Phosphor basisch	an Schwefel	Festigkeit kg/qcm	Dehnung in 8″ = 20,32 cm
Martinflusseisen für Eisenbahnbrücken	0,08	0,04	0,05	4200 erwünscht (3850—4750)	$\frac{105\,000}{\text{Zugfestigkeit}}$ v. H.
Nieteisen	0,04	0,04	0,04	3500 erwünscht (3150—3850)	$\frac{105\,000}{\text{Zugfestigkeit}}$ v. H.

Probestäbe haben international vereinbarte Abmessungen.



Die hier verlangte Eigenschaft, dass die Dehnung den konstanten Wert $\frac{105\,000}{\text{Zugfestigkeit}}$ haben soll, trägt der Anschauung von der Wichtigkeit der Arbeitsfähigkeit des Materials Rechnung, die ja auch in Deutschland von Professor *Krohn* und anderen vertreten worden ist.

Die oben verlangten Festigkeiten und Dehnungen sind etwas höher als die in Deutschland vorgeschriebenen, wo ausserdem die chemischen Bedingungen fehlen. In bezug auf die Bezeichnungen „weiches, mittelhartes, hartes Flusseisen" (Steel) mögen noch die Angaben der *Pencoyd Iron Works* Platz finden, dass bei einer Zusammensetzung ihres basischen Flammofeneisens von 0,4 v. H. Mangan, 0,04 v. H. Phosphor, 0,05 v. H. Schwefel und den dort üblichen Wärme- und Abkühlverhältnissen beim Walzen, weicher Stahl etwa bis 0,12 v. H., mittelharter etwa bis 0,20 v. H. Kohlenstoff und harter darüber enthält. Genauere Angaben findet man bei *Campbell*, Iron and Steel, p. 21 u. 505.

Walzprofile.

Die grösseren Walzwerke haben *Profilbücher* herausgegeben, die ziemlich genau miteinander übereinstimmen (*Carnegie Steel Co.*, *Pencoyd Iron Works*, *Passaic Rolling Mills*, *Cambria Steel Co.*, *Illinois Steel Co.* usw.).

Zum Vergleich mögen einige Profile der *Carnegie Steel Co.* den deutschen Profilen gegenübergestellt werden (s. Tab. 3—5).

Aus den Vergleichstabellen kann man ersehen, dass die amerikanischen Profile mehr in den Stärken variiert werden, während die deutschen die Verschiedenheiten der Querschnittseigenschaften durch Verschiedenheiten der Breiten- und Höhenabmessungen zu erreichen suchen. Die normalen amerikanischen I- und E-Eisen haben bei derselben Höhe geringere Stärken und Gewichte und werden in 5 bezw. 8 cm höheren Profilen gewalzt.

Besonders die 8 cm höheren E-Profile (N. P. 38) würden sich auch für den deutschen Eisenbau empfehlen. Dagegen fehlen in Amerika bisher die breitflanschigen Differdinger-Profile, die sich bei uns immer mehr einbürgern.

Die Winkeleisen variieren erheblich weniger in den Schenkelabmessungen und zeigen dafür eine grössere Anzahl normal erhältlicher Stärken, von denen dann in den Hand- und Profilbüchern die Querschnittseigenschaften wie Lage der Schwerlinien, Trägheitsmomente, Fläche und Gewicht angegeben sind.

Tabelle 3.

I-*Eisen*. Masse in cm, Gewicht in kg/m.

Trägerhöhe		Flanschbreite		Flanschstärke		Stegstärke		Gewicht		Widerstandsmoment in ccm	
Amerikanisch	Deutsch	A.	D.	A.	D.	A.	D.	A.	D.	A.	D.
7,62	8,0	5,92	4,2	0,66	0,59	0,44	0,39	8,2	5,9	27,9	19,4
10,16	10,0	6,76	5,0	0,74	0,68	0,48	0,45	11,2	8,3	49,2	34,1
12,7	13,0	7,62	6,2	0,83	0,81	0,52	0,54	14,5	12,6	78,6	67,0
15,24	15,0	8,46	7,0	0,91	0 90	0,59	0,60	18,2	15,9	119,6	97,9
17,78	18,0	9,30	8,2	1,00	1,04	0,635	0,69	22,3	21,7	170,5	161,0
20,32	20,0	10,16	9,0	1,08	1,13	0,67	0,75	26,8	26,1	232,5	214,0
22,86	23,0	11,00	10,2	1,16	1,26	0,75	0,84	31,3	33,3	310,0	314,0
25,40	25,0	11,82	11,0	1,25	1,36	0,79	0,9	37,4	38,7	400,0	396,0
30,48	30,0	12,70	12,5	1,38	1,62	0,87	1,08	47,0	53,8	590,0	652,0
30,48	—	13,34	—	1,68	—	1,15	—	59,5	—	735,0	—
38,10	38,0	13,97	14,9	1,57	2,05	1,03	1,37	62,5	83,4	965,0	1262,0
38,10	—	15,24	—	2,07	—	1,51	—	89,3	—	1330,0	—
38,10	—	16,27	—	2,65	—	2,06	—	119,0	—	1740,0	—
45,72	45,0	15,24	17,0	1,75	2,43	1,15	1,62	81,7	115,0	1449,0	2040,0
50,80	50,0	15,88	18,5	2,0	2,7	1,27	1,8	96,8	140,0	1917,0	2750,0
50,80	—	17,78	—	2,33	—	1,51	—	119,0	—	2405,0	—
60,96	55,0	17,78	20,0	2,21	3,0	1,27	1,9	119,0	166,0	2850,0	3602,0

Tabelle 4.

E-*Eisen*. Masse in cm, Gewicht in kg/m.

Trägerhöhe		Flanschbreite		Flanschstärke		Stegstärke		Gewicht		Widerstandsmoment in ccm	
Amerikanisch	Deutsch	A.	D.	A.	D.	A.	D.	A.	D.	A.	D.
7,62	8,0	3,57	4,5	0,7	0,8	0,43	0,6	6,0	8,6	15,0	26,5
10,16	10,0	4,0	5,0	0,75	0,85	0,46	0,6	7,8	10,5	31,1	41,4
12,7	12,0	4,45	5,5	0,81	0,9	0,48	0,7	9,7	13,3	49,2	60,7
	14,0		6,0		1,0		0,7		15,9		86,4
15,24	16,0	4,88	6,5	0,87	1,05	0,51	0,75	11,9	18,7	70,5	116,0
17,78	18,0	5,32	7,0	0,93	1,1	0,53	0,8	14,5	21,8	98,3	150,0
20,32	20,0	5,75	7,5	0,99	1,15	0,56	0,85	16,7	25,1	132,8	191,0
22,86	22,0	6,19	8,0	1,05	1,25	0,58	0,9	19,7	29,2	172,0	245,0
	24,0		8,5		1,3		0,95		33,0		300,0
25,4	26,0	6,59	9,0	1,11	1,4	0,61	1,0	22,3	37,7	219,5	371,0
30,48	30,0	7,46	10,0	1,27	1,6	0,71	1,0	30,5	45,8	351,0	535,0
38,10		8,65		1,65		1,03		49,1		683,0	

[1]) American Standard Specifications for:
Structural Steel for Bridges and Ships, Structural Steel for Buildings, Open Hearth Boiler Plate and Rivet Steel, Steel Rails, Steel Splice Bars, Steel Axles, Steel Tires, Castings, Wrought-Iron,
accepted in Aug. 1901 by „American Society for Testing Materials". (*Campbell*, Iron and Steel, p. 548 f. f.)

[2]) „American Railway and Maintenance of Way Association", Bulletin No. 41, Juli 1903, p. 61.

Die normalen Längen für Profileisen sind 60′ = 18,29 m, während es sich auch oft lohnt, die Ueberpreise für Längen von 100′ = 30,5 m zu bezahlen und dadurch Stösse von Kopfplatten und Winkeln in Blechträgern oder Gurtquerschnitten zu vermeiden. Der Grund für die grösseren Normallängen ist wohl in den günstigeren Transportbedingungen der Eisenbahngesellschaften zu suchen, die wiederum aus dem Vorhandensein grösserer Ladungen und deswegen längerer und leistungsfähigerer Wagen sich ergeben. Es werden für den Transport von Walzmaterial gewöhnlich je zwei 35—40 Fuss (10,7—12,2 m) lange flache Wagen, für den Transport von langen Brückenträgern je drei solcher verwandt. Für die Kupplung solcher Wagen und die sichere Befestigung und Lagerung von Walzeisen und genieteten Konstruktionen findet man in den Frachtbedingungen der Eisenbahngesellschaften genaue, mit Zeichnungen erläuterte Vorschriften. [3])

Tabelle 5.

L-*Eisen.* Masse in cm.

Schenkelbreite		Schenkelstärke	
Amerikanisch	Deutsch	Amerikanisch	Deutsch
5,08 . 5,08	5 . 5	0,48	0,5
		0,64	
		0,79	0,7
		0,95	
		1,11	0,9
6,35 . 6,35	6,5 . 6,5	0,48	
		0,64	
		0.79	0,7
		0,95	0,9
		1,11	1,1
		1,27	
7,62 . 7,62	7,5 . 7,5	0,64	
		0,79	0,8
		0,95	1,0
		1,11	1,2
		1,27	
		1,43	
		1,59	
8,89 . 8,89	9 . 9	0,79	
		0,95	0,9
		1,11	1,1
		1,27	1,3
		1,43	
		1,59	
		1,75	
		1,91	
		2,06	
10,16 . 10,16	10 . 10	0,79	
		0,95	
		1,11	1,0
		1,27	1,2
		1,43	1,4
		1,59	
		1,75	
		1,91	
		2,06	
15,24 . 15,24	15 . 15	0,95	
		1,11	
		1,27	
		1,43	1,4
		1,59	1,6
		1,75	1,8
		1,91	
		2,06	
		2,22	
		2,38	
		2,54	
20,32 . 20,32	16 . 16	1,27	
		1,43	
		1,59	1,5
		1,75	1,7
		1,91	1,9
		2,06	
		2,22	
		2,38	
		2,54	
		2,70	
		2,86	

Ausser den Normalprofilen, die den deutschen analog sind, bestehen noch eine Reihe anderer Normalien entsprechend der amerikanischen Konstruktionsweise mit Bolzengelenken.

In bezug auf Gelenkbolzen-Konstruktionen finden wir z. B. in den Handbüchern der *American Bridge Co.*, der *Pencoyd Iron Works* und der *Carnegie Steel Co.* ausführliche Normalien von Bolzen mit übergreifenden Muttern, für Bolzen mit Splint, für Führungs- und Schlagmuttern zum Eintreiben von Bolzen, für gewöhnliche und verstellbare Augenstäbe, für Rund- und Vierkanteisen mit gestauchten Enden, für Stellschlösser von Spannstangen, für Rundeisen mit gabelförmigen Augen, für Gabelaugen usw.

Die Fig. 1—7 zeigen Vordrucke von solchen Teilen, von denen die Spannschlösser und Gabelaugen im Gesenk angeschmiedet sind, und zwar entweder von Spezialmaschinen der Brückenbauanstalten oder von Spezialfabriken wie der *Cleveland City Forge & Iron Co.*, deren Spannschloss Fig. 4 darstellt.

Zu allen diesen Vordrucken gehören Tabellen, die Normalabmessungen für verschiedene Grössen angeben.

Auch für Vergitterungsstäbe, Buckelbleche und andere Konstruktionsteile des Hochbaues arbeitet man nach Normalien, die man in den verschiedenen Handbüchern der Brückenbauanstalten, am vollständigsten wohl in den Standards der *American Bridge Co.* [4]) findet.

Stahldraht wird im Brückenbau nur für die Aufstellung und für die Kabel sehr weit gespannter Brücken verwendet.

Aus der neueren Zeit können wir nur das Beispiel der 1903 vollendeten neuen East River-Brücke (Williamsbourgh Bridge) anführen, bei der entsprechend den Herstellungsergebnissen des grössten Stahldrahtwerkes *Roebling Sons Co.*, Trenton N.-J., die folgenden Eigenschaften für Stahldraht vorgeschrieben waren:

Durchmesser des Drahtes: No. 6

$$0{,}192'' = 4{,}877 \text{ mm.}$$

Bruchfestigkeit:

$$2\,000\,000 \ ^{\text{lbs}}/_{\text{sq i}} = 14\,600 \ ^{\text{kg}}/_{\text{qcm}}.$$

Bruchdehnung:

2,5 v. H. in 5′ (1,524 m)
5,0 v. H. in 8″ (20,32 cm)

Zusammensetzung:

Saures Flammofeneisen mit einem Höchstgehalt von:

Phosphor	0,04 v. H.
Schwefel	0,03 v. H.
Mangan	0,5 v. H.
Silizium	0,1 v. H.
Kupfer	0,02 v. H.

Länge des einzelnen Drahtes:

$$4\,000' = 1219{,}2 \text{ m.}$$

[3]) Siehe z. B.: The Official Railway Equipment Register, veröffentlicht monatlich von der *Railway Equipment & Publication Co.*, 24 Park Place, 19 Barclay Str., New-York, Master of Car Builders Rules governing the loading of lumber, logs and stone on open cars and loading and carrying structural material, plates rails, girders usw. S. XLVIII,

[4]) *American Bridge Co.*, Standards for Structural Details 1901, Engineering Department, *C. C. Schneider*, Vicepresident, *P. L. Wölfel*, Chief-Engineer.



In letzter Zeit ist auch die Anwendung von *Nickelstahl* für weitgespannte Brücken, insbesondere für die Augenstäbe derselben, befürwortet worden. Zum Beispiel sehen die Entwürfe des früheren Brückenkommissars von New-York, *Lindenthal*, für die Manhattan-Hängebrücke und Blackwells-Island-Kragträgerbrücke Augenstäbe aus Nickelstahl vor und die *United States Steel Corporation* hat auf seine Veranlassung durch die *Carnegie Steel Co.* Ver-

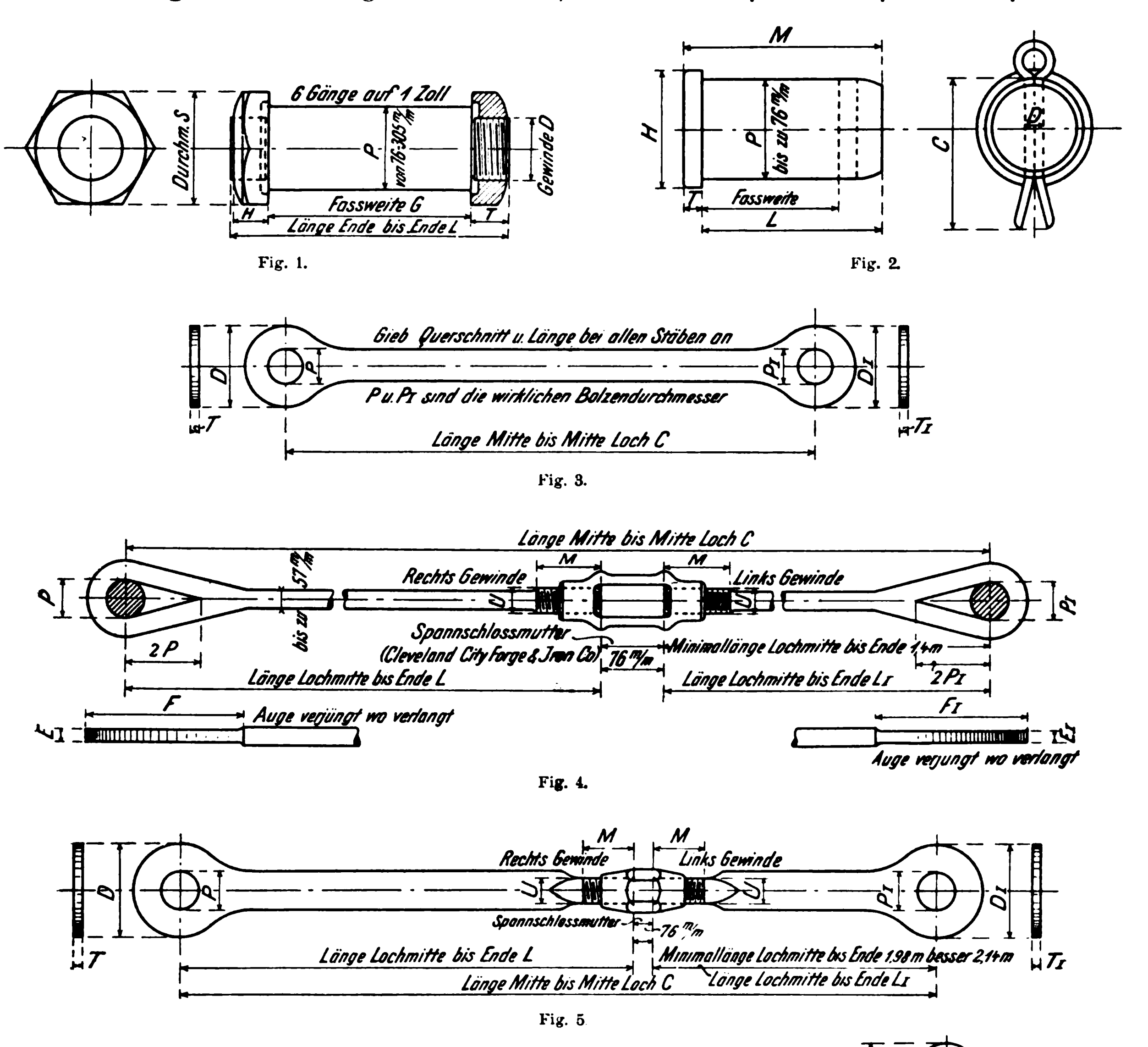


Fig. 1. Fig. 2. Fig. 3. Fig. 4. Fig. 5. Fig. 6. Fig. 7.

suche mit gewalztem Nickelstahl ausführen lassen, die folgendes ergeben haben:

Zusammensetzung:

Kohlenstoff	0,35	v. H.
Phosphor	0,022	v. H.
Mangan	0,68	v. H.
Schwefel	0,022	v. H.
Nickel	3,24	v. H.

Es wurden Proben geschnitten von Rund-, Winkel-, Flach- und Universaleisen; die Prüfung ergab die aus Tab. 6 ersichtlichen Werte:

Tabelle 6.

Ergebnisse der Zugversuche mit Probestäben.

	Fliessgrenze kg/qcm	Zugfestigkeit kg/qcm	Dehnung in 20 cm v. H.
Ungeglüht	4928	7210	17,4
Geglüht	3986	5782	23,35

Untersuchungen der *Pencoyd Iron Works* mit Nickelstahl-Augenstäben (im ganzen geprüft) ergaben die in Tab. 7 angegebenen Werte.

Ausserdem wurden auf den *Bethlehem Steel Works* Versuche mit genieteten Platten gemacht, die folgende Scherfestigkeiten aufwiesen:

Nickelstahlniete	einschnittig	6000 kg/qcm
„	zweischnittig	6300 kg/qcm
Flusseisenniete	einschnittig	3050 kg/qcm
„	zweischnittig	3220 kg/qcm

Betrachtet man diese Angaben als zuverlässig, so kann man also sagen, dass Nickelstahl in Walzprofilen

etwa 50 v. H. höhere Festigkeit bei derselben Dehnung besitzt, während die Elastizitätsgrenze etwa 100 v. H. hinaufgerückt ist; in Augenstäben ist die Erhöhung der Qualitätsziffern nicht ganz so gross, während bei Nieten die Scherfestigkeit von Nickelstahl gegen gewöhnliche Nieteisen um 100 v. H. vermehrt ist, ohne dass, wie betont wird, das Schlagen der Niete grössere Unbequemlichkeiten verursachte.

Tabelle 7.
Prüfung von Nickelstahlaugenstäben im Ganzen (Pencoyd Iron Works).

Zusammensetzung	Querschnittskante a cm	Querschnittskante b cm	Fliessgrenze kg/qcm	Zugfestigkeit kg/qcm	Dehnungsmessung Messlänge cm	Dehnungsmessung Dehnung v. H.	Einschnürung v. H.	Ausglühtemperatur ° C.
Kohlenstoff . . . . . 0,21 v. H. Mangan . . . . . . 0,53 „ Nickel . . . . 3,265 „	15,0 bis 20,0	2,5 3,8	3154	5074	30 300 550	31,3 15,0 9,5	48,5	918
Kohlenstoff . . . . . 0,35 v. H. Mangan . . . . . . 0,68 „ Nickel . . . . 3,20 „	15,0 und 15,0	3,8 5,0	3394	6007	30 300 550	24,5 11,2 9,7	44,0	918

Diesen Ergebnissen gemäss sind auch die Vorschriften von *Lindenthal* für die beiden neuen im Bau befindlichen New-Yorker Brücken abgefasst, bei denen Nickelstahl mit einer Zusammensetzung von:

Phosphor 0,04 v. H. (basisch) in max.
„ 0,05 v. H. (sauer) in max.
Schwefel 0,05 v. H.
Nickel 3,25 v. H.

vorgeschrieben war.

Ueber die Preisverhältnisse der verschiedenen Materialien geben die Ausschreibungen der New-Yorker-East-River Brücken einigen Aufschluss, während die absoluten Preise dort ja von Arbeitsverhältnissen, Zeitbeschränkungen und Aufstellungsschwierigkeiten sehr beeinflusst sind, und etwa zweieinhalbmal so hoch sind als für normale Brückenkonstruktionen.

Bei der Ende 1903 fertig gestellten Williamsburgh-Bridge wurden für die Drahtkabel (Aufstellung, Anstrich usw. eingeschlossen)

$$15 \ \text{cts}/\text{pd} = 1400 \ \text{M}/\text{t}$$

bezahlt.

Bei der Ausschreibung der Blackwells Island Bridge wurden folgende Preise abgegeben:

für Nickelstahlaugenstäbe:

$$8{,}03 \ \text{cts}/\text{pd} = 753 \ \text{M}/\text{t}$$

für Flusseisenaugenstäbe:

$$6{,}52 \ \text{cts}/\text{pd} = 611 \ \text{M}/\text{t}$$

für Flusseisen, genietete Konstruktion:

$$5{,}64 \ \text{cts}/\text{pd} = 528 \ \text{M}/\text{t}.$$

(Fortsetzung folgt.)

Die Kraftmaschinen und Dampfkessel auf der Weltausstellung in Lüttich 1905.

Von **Fr. Freytag**, Chemnitz.

Allgemeines.

Die am 27. April ds. Js. von dem Prinzen *Albert*, einem Neffen des Königs der Belgier, in zum Teil noch recht unfertigem Zustande eröffnete „Exposition universelle et internationale de Liège 1905“ verdient diesen Namen keineswegs, insbesondere nicht auf dem Gebiete der Kraftmaschinen und der Dampfkessel. Gleich wie die in den letzten Jahrzehnten in Belgien, und zwar abwechselnd in Brüssel und Antwerpen abgehaltenen sogenannten Weltausstellungen ist auch die Lütticher Ausstellung vorzugsweise nur von belgischen Firmen mit Kraftmaschinen und Dampfkesseln beschickt worden. *Deutschland*, das übrigens auf der Ausstellung nicht amtlich vertreten ist, hat eine immerhin grössere Zahl zum Teil sehr beachtenswerter Dampfturbinen und Gaskraftmaschinen geliefert, *Frankreich* dagegen nur wenige Kraftmaschinen zur Ausstellung gebracht. *England* und *Amerika* sind auf dem Gebiete der Kraftmaschinen und Dampfkessel überhaupt nicht vertreten — wenigstens sind Berichterstatter keine bezüglichen Ausstellungsgegenstände dieser Länder vor Augen gekommen und von einem offiziellen Ausstellungskatalog, aus dem die Namen und Plätze der Ausstellungsfirmen hätten entnommen werden können, war bis Ende Juni d. J. noch nichts zu hören![1]) *Schweden* hat eine grössere Zahl von *Laval*-Turbinen zur Ausstellung geliefert.

Was die Ausdehnung des gesamten Ausstellungsgeländes anbetrifft, so erheben sich auf einem in vier Teile geschiedenen Gebiete von 70 ha, am Zusammenfluss der Maas und Ourthe, über 100 Paläste und Pavillons. An Umfang steht die Lütticher Ausstellung also nur um weniges hinter derjenigen in St. Louis zurück. Die Hauptindustriehalle nebst der dahinterliegenden Maschinenhalle erstrecken sich auf einer Grundfläche von 100 000 qm; hiervon nehmen die Gebäude der internationalen Ausstellung für Maschinenwesen, Dampfkessel, Gaserzeugung und Eisenbahnwesen einen Flächenraum von rd. 30 000 qm ein, während auf der letzten Brüsseler Weltausstellung die Maschinenhalle nur 19 000 qm in Anspruch nahm. Bei der Düsseldorfer Ausstellung 1902 hat die überdachte Fläche insgesamt 129 000 qm betragen; hiervon entfielen 14 532 qm auf die Maschinenhalle und 1390 qm auf das Kesselhaus. Ein unmittelbarer Vergleich der Lütticher und Düsseldorfer Maschinenhalle lässt sich aber nicht anstellen, da in der ersteren auch viele andere, eigentlich nicht hinein gehörige Gegenstände zur Schau gestellt sind.

[1]) Dieser Katalog ist nunmehr — Mitte August — erschienen!



Die Lütticher Maschinenhalle besteht aus drei Galerien — einer mittleren von 25 und zwei seitlichen von je 15 m Breite; sie bedeckt einen gesamten Flächenraum von 20 400 qm. Alle Galerien sind von elektrisch betriebenen Laufkranen bedient. Die Dachträger, System *Polenceau*, sind auf Formeisen gebaut und durch Spanngestänge aus Rundeisen verstärkt. Die Zusammensetzung erfolgte mittels gusseiserner Schuhe in der Weise, dass in dem Eisengerippe weder die Säulenträger, noch die Dachstuhlsäulen durchlocht wurden, wodurch ihre Weiterverwendung nach der Ausstellung ermöglicht wird.

Die Bedachung wird durch rautenförmige Zinkplatten von 75 cm Seitenlänge gebildet, die auf dünne Bretter aufgenagelt sind.

Der Fussboden befindet sich durchgehends 1,50 m über dem Erdboden und ruht auf Tragbalken, die in 40 cm Entfernung voneinander auf hölzernen Böcken befestigt sind. Die Tagesbeleuchtung erfolgt zum Teil durch senkrechte Glasfenster von 4,5 m Höhe, zum Teil durch verglaste Kuppellaternen mit verhängten Tüchern zur Dämpfung des Oberlichtes.

Unabhängig von der eigentlichen Maschinenhalle ist für Sonderausstellungen auf dem Gebiete der Mechanik und Elektrotechnik des Berg- und Hüttenwesens in der Industriehalle ein Raum von 5000 qm vorgesehen; in diesem Raume — gleich rechter Hand am Haupteingang der grossen Industriehalle — befindet sich u. a. die ganz hervorragende Sammelausstellung des *Rheinisch-westfälischen Kohlensyndikats* zu Essen a. d. Ruhr. Eine Abteilung dieser Ausstellung, die insbesondere für den Maschineningenieur Beachtenswertes bietet, besteht in einer Sammlung von Modellen typischer Wasserhaltungs-Maschinen, die in dem niederrheinisch-westfälischen Kohlenbecken in Anwendung stehen und die von den Maschinenfabriken von *Ehrhardt & Sehmer* in Schleifmühle bei Saarbrücken, *A.-G. Humboldt* in Kalk, der *Maschinenbau-A.-G. vorm. Schwartzkopf* und *Gebr. Sulzer* in Winterthur herrühren. Diese Wasserhaltungsmaschinen sind im vorigen Jahre von unparteiischer Seite — dem Dampfkessel-überwachungs-Verein in Essen a. d. Ruhr — einer Reihe von gleichmässigen, zusammenhängenden Untersuchungen unterworfen worden. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen, die in dieser Vollständigkeit in keiner anderen Literatur des In- und Auslandes sich wieder vorfinden, sind gesammelt und werden als besondere Schrift den dafür Interesse zeigenden Ausstellungsbesuchern überreicht.

Auf dem Gebiete der *Dampfturbinen* lässt die Ausstellung den gewaltigen Fortschritt, den die immer weitere Einführung dieser Maschine in den letzten Jahren angenommen hat, nicht in genügender Weise erkennen. Ausser den bereits genannten *Laval*-Turbinen Schwedens haben nur die *Maschinenbau-A.-G. „Union“* in Essen a. d. Ruhr eine horizontale Aktionsdampfturbine mit angekuppelter Kreiselpumpe von 40 PS und eine 300 PS Turbine stehender Anordnung mit angekuppelter Gleichstromdynamo als Vertreter des Klein- bezw. Grossmaschinenbaues, ferner noch *Sautter, Harlé & Cie.* in Paris eine wagerechte 600 PS Dampfturbine (System *Rateau*) zum Betreiben eines Dreiphasen-Generators für eine Leistung von 400 KW bei 3000 V vorgeführt.

Weiterhin sind durch Modelle in der schon genannten Sammelausstellung des *Rheinisch-westfälischen Kohlensyndikats* die *A.-G. Brown, Boveri & Cie.* in Mannheim mit einer 900 PS *Parsons*-Turbine und die *Harpener Bergbau-A.-G.* in Dortmund mit einer 600 und 1200 PS-Dampfturbodynamo (System *Riedler-Stumpf*) der *Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft* in Berlin vertreten.

Grössere Gasmaschinen sind von folgenden *deutschen* Firmen geliefert worden: *Gasmotorenfabrik Deutz* in Cöln-Deutz eine 250 PS Braunkohlenbrikett-Sauggasmaschinen-anlage mit Doppelgenerator, sowie noch ein 50 PS Gasmotor; *Gasmotorenfabrik A.-G. Cöln-Ehrenfeld vorm. C. Schmitz* in Cöln-Ehrenfeld eine 50 PS Sauggasmotorenanlage; *Maschinenbau-A.G. „Union“* in Essen ein 250 PS Gasmotor (System *Reichenbach*); ferner sind die *Maschinenfabrik G. Luther A.-G.* in Braunschweig und die *A.-G. Dresdner Gasmotorenfabrik vorm. Moritz Hille* in Dresden mit grösseren Gasmaschinen vertreten.

Aus *Belgien* sind zu nennen: *Société anonyme John Cockerill* in Seraing mit einer liegenden, doppeltwirkenden Tandemgasmaschine für Hochofengas von 1200 PS zum unmittelbaren Antrieb einer Walzenstrasse, einer liegenden, doppeltwirkenden Zwillingsgasmaschine für Koksgas von 500 PS zum unmittelbaren Antrieb einer Dynamo und einer stehenden, doppeltwirkenden Zwillingsgasmaschine für Hochofengas von 150 PS; *Carels Frères* in Gand mit einem stehenden Dreizylinder-*Diesel*-Motor von 500 PS zum Betreiben einer Dynamo von *Lahmayer & Cie.* in Brüssel — wegen seiner bisher noch nicht ausgeführten Grösse als hervorragender Ausstellungsgegenstand zu bezeichnen —; *Société anonyme St. Léonard* in Lüttich mit einer grösseren liegenden, doppeltwirkenden Zweitaktgasmaschine und zwei kleineren Viertaktgasmaschinen von je 50 PS; *Société anonyme des établissements Fétu-Defize* in Lüttich u. a.

Die genannten Aussteller haben, wie noch eine Zahl weiterer Firmen der Gasmotorenbranche, auch kleinere Gas-, Benzin- und Petroleummotoren zur Ausstellung gebracht.

Die vorgeführten grösseren *Betriebsdampfmaschinen* sind zumeist liegende Tandem-Verbundmaschinen mit Ventilsteuerungen. Hierher gehören die Maschinen folgender *belgischer* Firmen: *Société anonyme du Phoenix* in Gand, *Ateliers de construction J. Preud'homme-Prion* in Huy, *Carels Frères* und *van den Kerchoven* in Gand, *Ateliers Walschaerts* in St. Gilles-Bruxelles, *Société de la Meuse* in Lüttich, *Société anonyme des ateliers de construction de J. J. Gilain* in Tirlemont, *Ateliers du Thiriau* in La Croyere (Hainaut), *Société Liègeoise* in Lüttich, *Jos. Heinrichs* in Hodimont-Verviers u. a.

Als bemerkenswerte Tandem-Verbundmaschine mit kettenschlüssiger Steuerung der Niederdruckventile ist diejenige der *französischen* Firma *Weyer & Richemond* in Pantin (Seine) zu bezeichnen.

Stehende Dampfmaschinen sind in Lüttich nur in geringer Zahl anzutreffen. Es stellten aus: *van den Kerchoven* drei schnellaufende *Willans*-Maschinen: *Sclessin* in Lüttich drei Maschinen ähnlicher Bauart; ferner *Maison Beer* in Jemeppe bei Lüttich eine stehende Verbundmaschine mit Schiebersteuerung.

Die *grösste* Dampfmaschine der Ausstellung — eine dreifache Expansionsmaschine (Drillings-Tandem) von 10000 PS, die später zum Betrieb eines Trägerwalzwerkes in Seraing dienen soll — führt die *Société John Cockerill* vor; eine mit Kondensation arbeitende Verbunddampfmaschine von 300 PS derselben Firma fällt wegen der Kolbenanordnung im Zylinder und der Dampfverteilung auf.

Zwillingsfördermaschinen haben *Gilain* in Tirlemont und *La Meuse* in Lüttich zur Ausstellung gebracht, *Gebläsemaschinen* sind von *John Cockerill* (System *Francois*), *J. J. Gilain* (System *Köster*) und der *Société de la Meuse* (eigenes System) geliefert worden.

Die ausgestellten Kraftmaschinen zeigen zumeist gute Formgebung und grosse Vollendung in der Herstellung ihrer Einzelteile. Dampfmaschinen mit Hahnsteuerungen, die früher in Belgien viel gebaut wurden, sind auf der diesjährigen Ausstellung nur vereinzelt anzutreffen.

Zur Erzeugung des für die Kraftmaschinen erforderlichen Betriebsmittels dienen 19 an der rückwärtigen Längsseite der Maschinenhalle angeordnete Kessel, die mit

Dampfspannungen von 9 at arbeiten. Neben diesen Kesseln sind auch die zum Betrieb der Gasmaschinen dienenden Generatoren aufgestellt.

Die grösste Zahl von Kesseln, und zwar zwei grosse Wasserraumkessel mit *Galloway*-Rohren und drei Röhrenkessel mit Speisewasservorwärmer und Dampfüberhitzer — sämtliche fünf Kessel im Betrieb —, ausserdem noch einen Röhrenkessel in offengelegtem Zustande hat die Firma *de Nayer* in Willebroeck bei Brüssel zur Ausstellung gebracht. *Jaques Piedbouef* in Jupille bei Lüttich zeigt drei Kessel, von denen einer in Betrieb ist, während die Firma *Bailly-Mathot* in Chênée bei Lüttich drei Röhrenkessel von 250 bezw. 100 bezw. 42 qm Heizfläche unter Dampf ausstellt. *Babcok & Wilcox* zeigen einen ihrer Landkessel von etwa 400 qm Heizfläche. Zwei *Cornwall*-Kessel von 100 und 120 qm Heizfläche und ein kleinerer Röhrenkessel sind von der *Société anonyme de Chaudronnerie et Fonderies Liègeoise* (früher *Pétry-Chaudoir*) ausgestellt.

Von den ausgestellten Kraftmaschinen dienen etwa sechs von je 600 PS zur Erzeugung des für Kraft- und Lichtzwecke der Ausstellung erforderlichen elektrischen Stromes; hiervon werden vier mit Dampf und je eine mit Petroleum bezw. Generatorgas angetrieben.

In dem nachstehenden Bericht sollen zunächst bemerkenswerte Kraftmaschinen, sodann die Konstruktionen einiger neuerer Dampfkessel der Ausstellung eingehender besprochen werden, und zwar in der Weise, dass die von den einzelnen Ausstellern vorgeführten Kraftmaschinen, wennschon sie sich durch die Art ihres Betriebsmittels (Dampf oder Gas) voneinander unterscheiden, dennoch unmittelbar aufeinander folgen.

(Fortsetzung folgt.)

Neue Spezialausführungen von Werkzeugmaschinen für Eisen- und Strassenbahnbau.

Von Dipl.-Ing. **Heinr. Rupprecht**-Charlottenburg.

Für wirtschaftliches und schnelles Arbeiten im Eisen- und Strassenbahnbau ist die Verwendung von Spezialwerkzeugmaschinen ein wesentliches Erfordernis. Die häufige Wiederkehr typischer Arbeiten wie z. B. Zylinderausbohren, Motorgehäuse bearbeiten, Schienenbohren usw. macht die in der Anschaffung allerdings etwas kostspieligere Aufstellung von Spezialmaschinen bei richtiger Auswahl immer bezahlt. Insbesondere ist uns auf dem Gebiete der Spezialmaschinen Amerika, woselbst der mächtige Aufschwung des Verkehrswesens die Ingenieure mit eisernem Zwang zur Schaffung rationeller Arbeitsmethoden trieb, in bezug auf weitgehendste selbsttätig, sicher und genau arbeitende Konstruktionen voraus. Da die Amerikaner jedoch infolge der günstigen Geschäftslage im eigenen Land verhältnismässig wenig auf den Export bedacht sind und unsere Importeure sich insbesondere mit der Einführung sogenannter Standardmaschinen, d. i. normaler Modelle für allgemeine Arbeiten, die naturgemäss ihnen ein weiteres Absatzgebiet sichern, befassen, dürften manche zweckmässige amerikanische Spezialkonstruktionen bei uns noch wenig bekannt sein. Wir wollen daher hier kurz einige der neuesten Ausführungen vorführen, deren Verwendung gewiss für viele Betriebe ein rationelleres Arbeiten ergeben wird.

Eine interessante Maschine zum gleichzeitigen Ausbohren von Strassenbahnmotorgehäusen wird von der *Newton Machine Tool Company* in Philadelphia gebaut. Die Maschine (Fig. 1) besteht aus einem in der Mitte der Längsrichtung gekröpften Bett, woselbst der Tisch zum Aufspannen der Arbeitsstücke angeordnet ist, während sich auf den rechts- und linksseitigen Betteilen die Schlitten mit je zwei Bohrspindeln bewegen. Beide Seitenteile sind gleichartig ausgerüstet. Die beiden Spindeln werden durch den an den Stirnseiten des Bettes sitzenden Elektromotor betätigt.

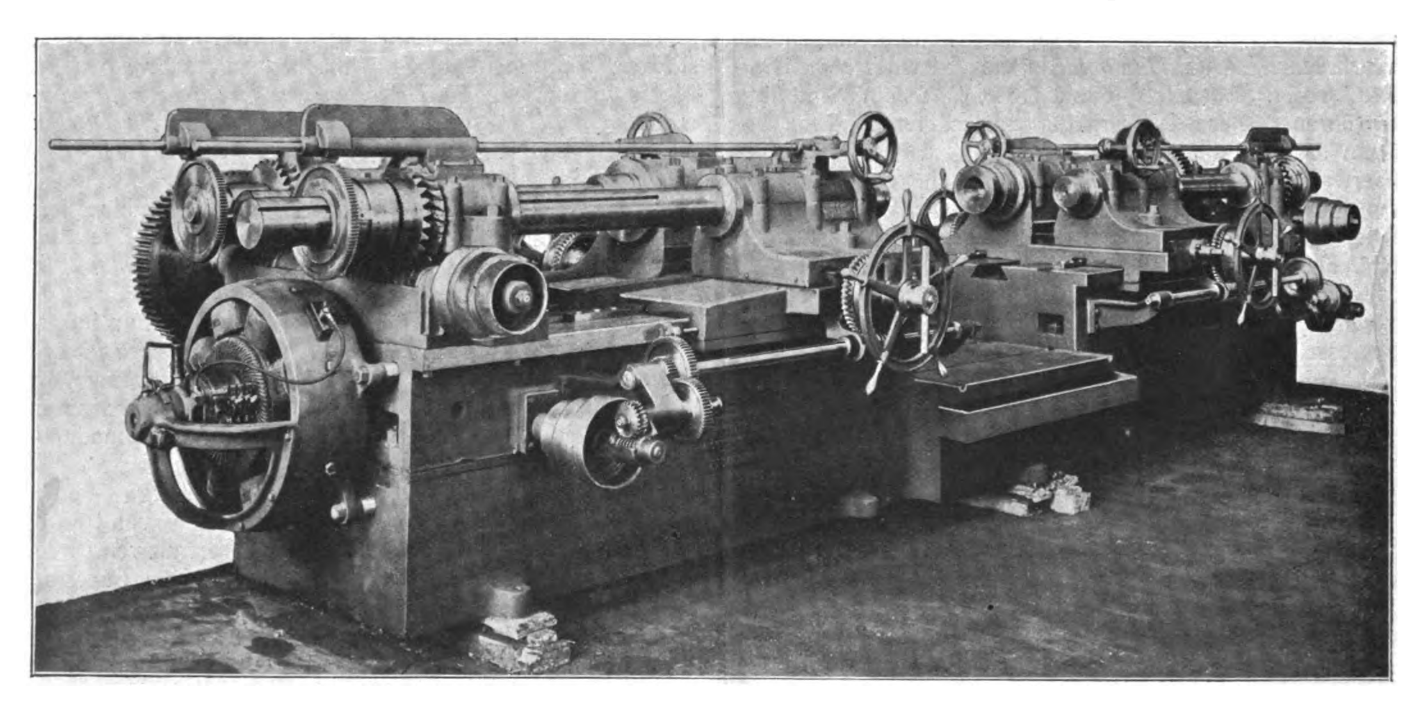


Fig 1.

Der Elektromotor treibt zunächst unter Vermittlung

den Vorschub ein- und ausschaltender Kupplungen eine im Inneren des Bettes liegende, starke Schraubenspindel, welche die Hin- und Herbewegung der Schlitten mit den Bohrstangenköpfen und somit den Vorschub bewirkt. Durch an der hinteren Bettseite liegende Rädergetriebe wird eine nach der Stirnseite zu auf dem Bett gelagerte sehr kräftige Schnecke angetrieben, die mit je einem lose auf der Bohrspindel sitzenden Schneckenrad in Eingriff steht. Letzteres kann durch Kupplungen mit der betreffenden Bohrspindel verbunden werden und so deren Drehbewegung einleiten. Um die Ein- und Ausschaltung dieser Kupplungen vom Arbeiterstandort, in der Mitte der Maschine, aus bedienen zu können, liegen daselbst die Handräder, die durch konische Räder und längs über den Bohrspindeln entlang laufende dünne Wellen ein einfaches Stirnrädergetriebe am Ende der Kupplungen und damit letztere selbst betätigen. Um die seitliche Entfernung der Bohrstangenmitten nach Bedarf verschieden einstellen zu können, sind die vorderen Bohrspindellager auf einem Querschlitten in bekannter Weise durch Schraubenspindeln verschiebbar und zwar entweder durch die nahe dem Arbeiterstandort befindlichen grossen Stirnräder von Hand oder durch die längs der Vorderseite laufende Welle maschinell, indem letztere durch Stufenscheiben, die auf der querliegenden schweren Schnecke sitzen, angetrieben wird. Die Bohrspindeln haben eine geringste seitliche Entfernung von 325 mm und eine grösste von 510 mm; die Entfernung zwischen Bohrspindelachse und Arbeitstisch beträgt 710 mm, letzterer hat 1,37 m × 1,22 m Arbeitsfläche. Zu bemerken ist noch, dass die Bohrspindeln sowohl in Antrieb als in Vorschub vollständig unabhängig voneinander arbeiten können.

Fig. 2 zeigt eine besonders für die Bearbeitung von Lokomotivpleuelstangen, Kuppelstangen und Führungsleisten der Kreuzkopfführungen von *Wm. Sellers & Co.* in Philadelphia gebaute Hobelmaschine. Auf dem langen Bett läuft der das Arbeitsstück tragende Hobelschlitten unter zwei Doppelständern hindurch, von denen jeder zwei Quersupports auf dem Querschlitten verschiebbar trägt, die bis auf 150 mm geringste Entfernung zwischen den Hobelstählen zusammengeschoben werden können. Der durch einen Spiraltrieb betätigte Tisch bewegt sich nach beiden Richtungen mit der gleichen Schnittgeschwindigkeit, da er auf beiden Wegen schneidet. Der rechtsseitige Ständer ist fest am Bett und trägt die Hin- und Rücklaufscheiben für den Tischantrieb und die Organe zur Vorschubbewegung, die durch eine Welle auf die Antriebsteile des linksseitigen Trägers übertragen wird. Letzterer ist in den längs der Bettseiten liegenden Führungsleisten auf etwa dreiviertel Bettlänge verschiebbar und in jeder beliebigen Stellung festschraubbar, um bei kurzen Pleuelstangen den Tischweg nicht weiter als der Stangenlänge entsprechend ausdehnen zu müssen. Die Ständer lassen sich bis auf eine Entfernung von 900 mm zwischen

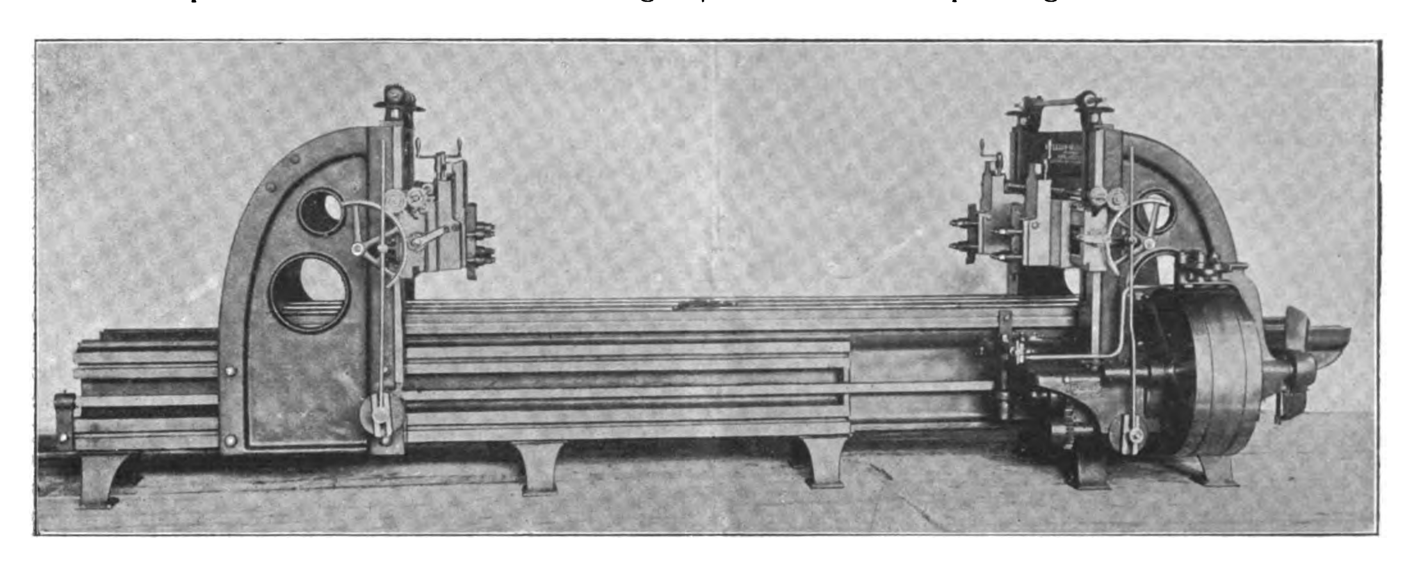


Fig. 2.

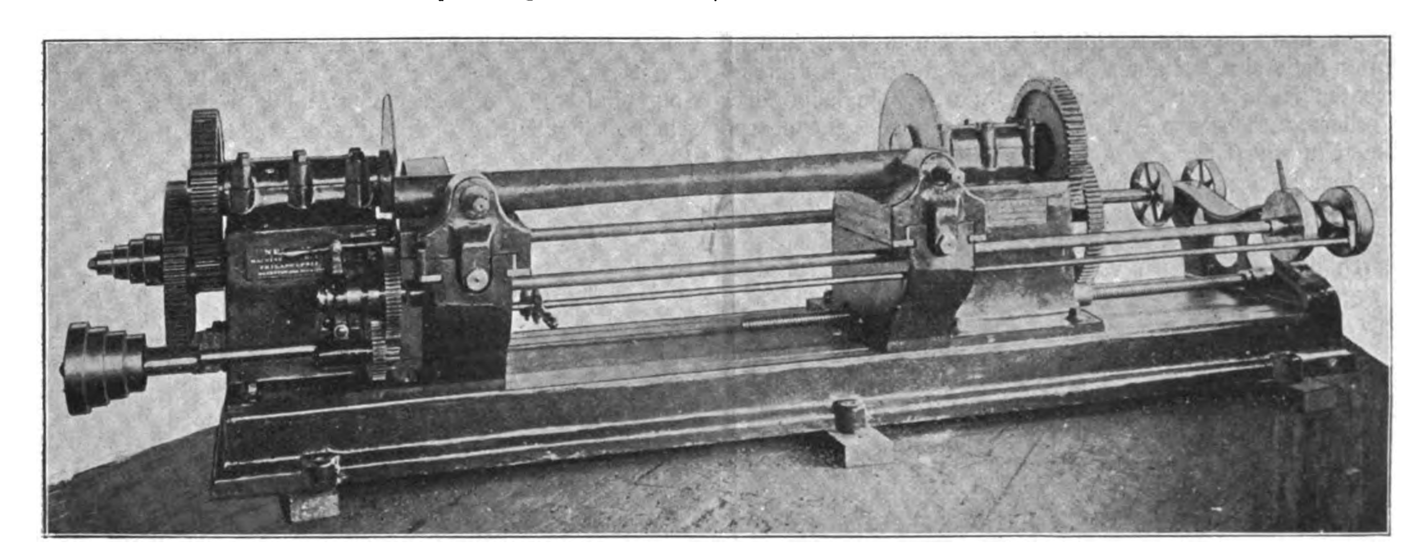


Fig. 3.

den Werkzeughaltern zusammenschieben. Auf diese Weise lassen sich nun beide Enden von zwei Pleuelstangen gleichzeitig bearbeiten bezw. in demselben Arbeitsgang zu gleicher Zeit die vier Führungsleisten oder die Kuppelstangen.

Auch auf dem Gebiete der Lokomotivachsenbearbeitung sind einige interessante Neukonstruktionen anzuführen, zunächst in Fig. 3 eine von dem gewöhnlichen Typ abweichende Kaltsäge zum Beschneiden der Achsen auf genaue Länge, bei der, gegenüber dem sonst üblichen Vorschub der Sägeblätter, das Arbeitsstück gegen die beiden feststehenden Sägeblätter bewegt wird. Die zu beschneidende Achse ist in zwei als Schlitten ausgebildeten Klemmlagern festgespannt. Der Antrieb der Maschine wird durch die vom Deckenvorgelege aus betätigte, an der hinteren Seite links sichtbaren Riemscheibe aus eingeleitet und durch ein Vorgelege auf die Sägeblattspindeln übertragen, und zwar auf die rechts gelegene Säge durch die hinten unter der Achse sichtbare Welle. Letztere trägt an ihrem rechten Ende zwei Riemscheiben, die auf die längs der Vorderseite liegende Welle arbeiten. Diese geht durch die Untergestelle der Aufspannschlitten und dient für raschen Rückgang des Schlittens, nachdem die am linken Ende sitzenden Zahnräder ausgekuppelt sind. Letztere bewirken nämlich den normalen Vorschub, indem sie durch die linksseitigen vierstufigen Riemscheiben von der Vorgelegewelle aus angetrieben werden. Es sind also vier Vorschubgeschwindigkeiten erhältlich.

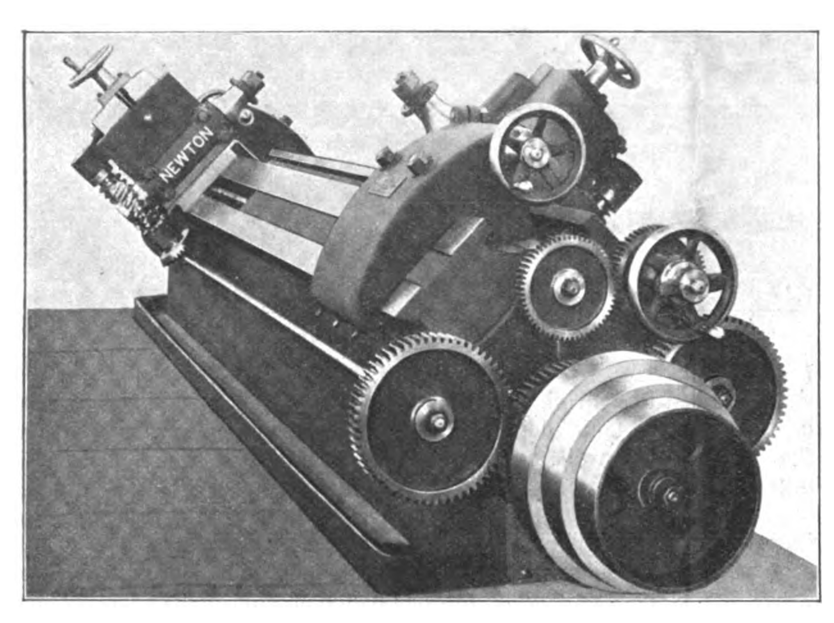


Fig. 4.

Der Bock des linken Aufspannschlittens ist fest mit der Bettplatte verbunden, während der rechte mitsamt dem Sägeblatt durch die unten in dem Bock laufende Schraubenspindel auf dem Bett verschiebbar ist entsprechend 900 mm geringster und 2440 mm grösster Entfernung der zwei Sägeblätter voneinander. Die Maschine wird für diese Längen normal in zwei Grössen ausgeführt für Achsen bis zu 175 mm Durchmesser mit 610 mm Sägeblattdurchmesser und für Achsen bis zu 230 mm Durchmesser mit 760 mm Sägeblattdurchmesser.

Da es bei Lokomotivachsen zum richtigen Aufsetzen der Gegengewichtsräder wesentlich ist, dass beide Nuten in der betreffenden Achse genau um 90° versetzt zueinander liegen, hat die *Newton Machine Tool Comp.* in Philadelphia, von der auch vorgenannte Säge gebaut ist, eine besondere doppelte Achsennutmaschine konstruiert, bei der beide Nuten zu gleicher Zeit und genau unter 90° versetzt in die Achsen eingearbeitet werden. Die Maschine ist in Fig. 4 in Schrägansicht und in Fig. 5 in Seitenprojektion dargestellt. Das Herstellen der Nuten, das sonst vielfach auf Nutenbohrmaschinen erfolgt, wird hierbei rascher durch geeignete Fräser bewirkt. Die Maschine hat auf dem kräftig gehaltenen Bett zwei um 90° zueinander geneigte Führungswangen, auf denen je ein Schlitten mit Reitstockspindel und ein Schlitten mit dem Fräser sich bewegt derart, dass die Spitzen der Reitstockspindeln, welche die zu nutende Lokomotivachse zwischen sich aufnehmen, genau in eine wagerechte Achse fallen. Die Fräsemesser stehen genau unter einem rechten Winkel zueinander und können, wie besonders aus Fig. 4 ersichtlich ist, durch Handrad und Schraubenspindel in Höhenrichtung je nach dem zu nutenden Achsendurchmesser verstellt und zur gewünschten Nutentiefe vorgeschoben werden. Die Umdrehung der Fräser wird von der in Fig. 4 sichtbaren, dreistufigen Riemscheibe eingeleitet, die durch Stirnräder auf die längs des Bettes laufende Welle arbeitet, von der die Umdrehung durch Kegelräder und ein Schneckengetriebe auf die Frässpindeln übertragen wird. Der Vorschub der die Frässpindeln tragenden Schlitten erfolgt durch im Bett gelagerte Schraubenspindeln und Zahnräder gleichfalls von der Stufenscheibe aus, während das in Fig. 4 vorn sichtbare kuppelbare Handrad der Einstellung von Hand dient.

Ebenso wesentlich wie hier die genau rechtwinklig versetzte Nutung ist bei Lokomotivrädern die genaue Bohrung der Kurbelzapfenlöcher. Um bei einem Radsatz beide Bohrungen gleichzeitig und durchaus genau zu bewirken, haben die Amerikaner Spezialmaschinen hierfür auf den Markt gebracht, die sie mit dem einfachen Ausdruck „Quartering Machine“ bezeichnen. Eine sehr zweckmässige Konstruktion dieser Art zeigt die in Fig. 6 dargestellteMaschine von *Wm. Sellers & Co.* in Philadelphia. Auf dem Bett verschiebbar sind die beiden Spindelstöcke angeordnet derart, dass die Entfernung der beiden Reitstockspitzen zwischen 450 mm und 1525 mm eingestellt werden kann. Jeder Spindelstock trägt eine Bohrspindel mit eigener, durch eine zweistufige Riemscheibe eingeleiteter Dreh- und Vorschubbewegung. Letztere wird durch Reibungsgetriebe übertragen, so dass eine grosse Anzahl Vorschubgeschwindigkeiten zwischen der kleinsten für Schruppen und der grössten für Schlichten erzielt wird. Der Gesamtvorschub der Bohrspindeln, die 75 mm Durchmesser haben, beträgt 230 mm. Die Bohrspindeln sind gegen die Reitstockspindeln auf den in Fig. 6 sichtbaren, unter 45° geneigten Schlittenflächen

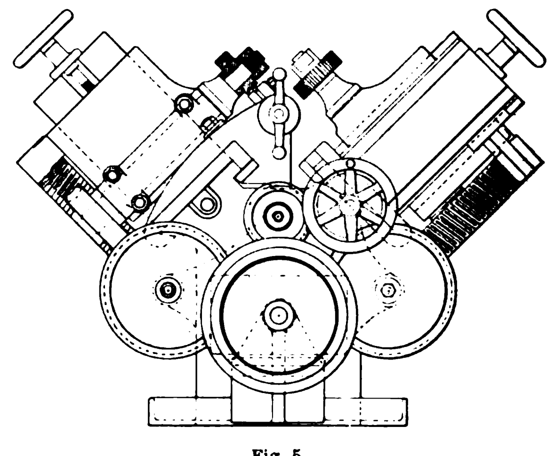


Fig. 5.

verschiebbar, so dass die Maschine für Räder mit Kurbelradien von 125 mm bis 380 mm (also 250 mm bis 760 mm Kolbenhub) benutzt werden kann. Die Reitstockspindeln dienen lediglich zum Zentrieren der Räder, nicht

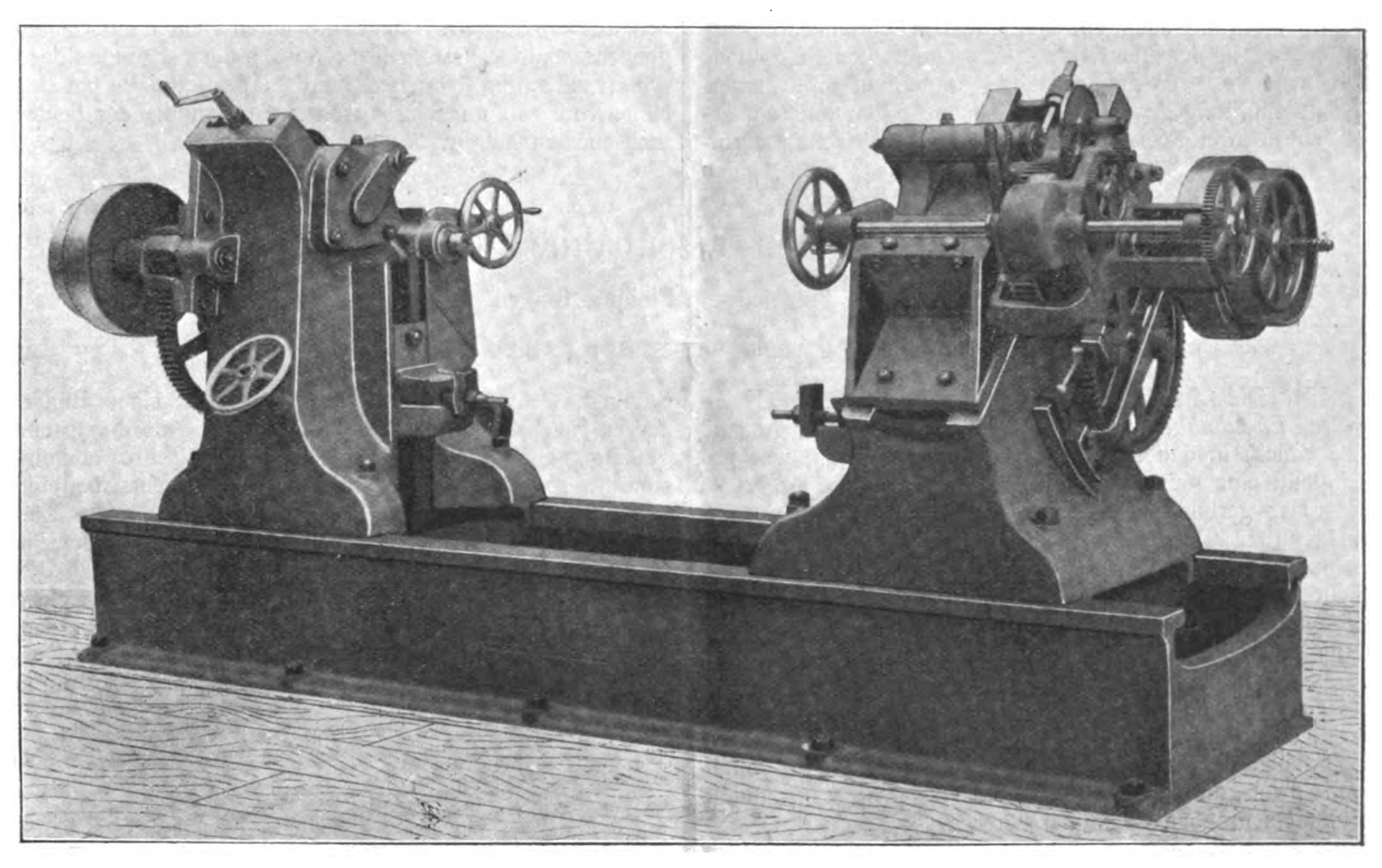


Fig. 6.

aber zur Aufnahme des Gewichts, welches durch die am Fusse der Spindelstöcke sichtbare Festspannvorrichtung aufgenommen wird, in welche die Räder festgeklemmt

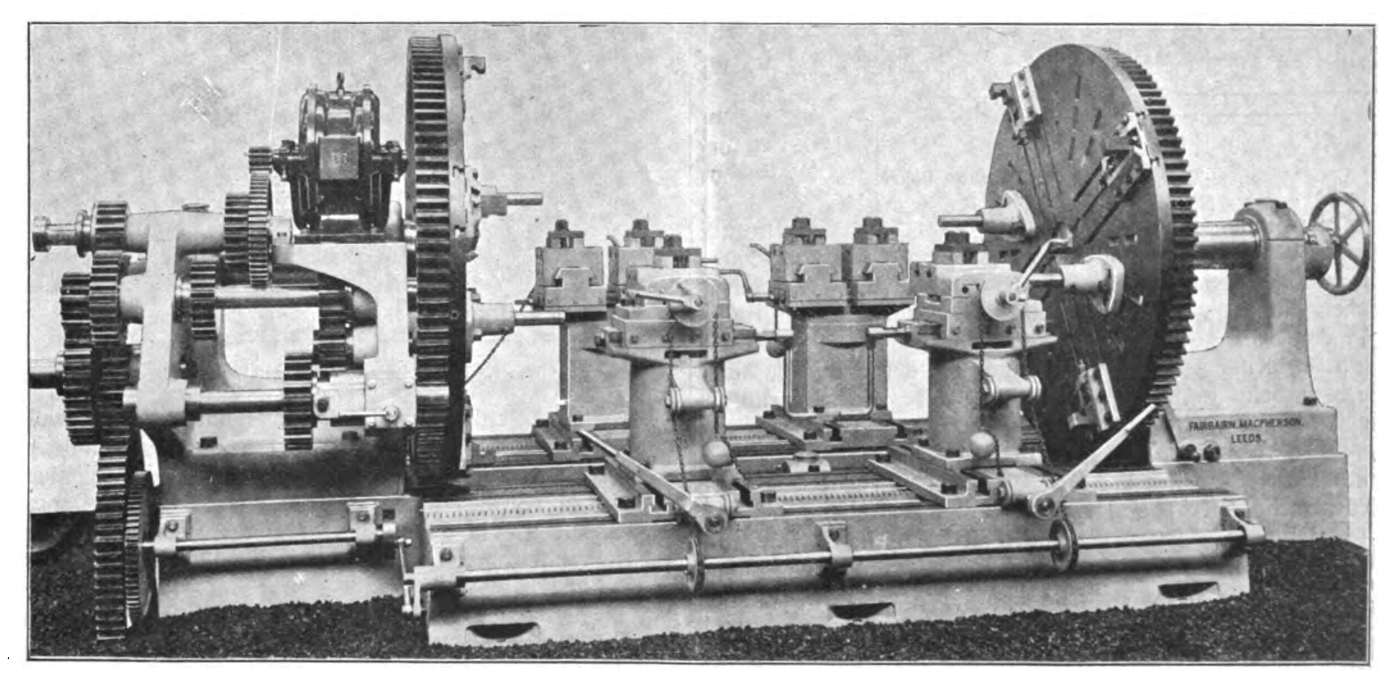


Fig. 7.

werden, und die je nach den Abmessungen des Radsatzes verstellbar ist.

Schliesslich sei noch die von *Fairbairn Macpherson* in Leeds gebaute Spezial-Räder- und Bandagen-Drehbank genannt, die in Fig. 7 dargestellt ist. Sie hat zwei Spindelstöcke, von denen der linke fest und der rechte durch Zahnrad und Zahnstange auf dem Bett verschiebbar ist. Die in starken Lagern ruhenden Spindeln tragen je eine Universalplanscheibe von 1980 mm Durchmesser, in denen Räder bis zu 1975 mm Durchmesser satzweise gedreht oder Bandagen bis zu 1850 mm Durchmesser satzweise ausgebohrt werden können. Der Antrieb erfolgt durch den auf dem festen Spindelstock sitzenden Drehstrommotor, der durch Vorgelege eine unten im Bett liegende 175 mm starke Welle antreibt, auf welcher die in

den Zahnkranz der Planscheiben eingreifenden Trieblinge sitzen. Auf der Bettplatte sitzen vorn und hinten je zwei Supportständer, die durch Zahnrad und Zahnstange an Handhebeln unabhängig voneinander auf der Bettlänge beliebig einstellbar sind und auf Grundplatten mit Querschlittenführung auch von Hand dem Raddurchmesser entsprechend in der Querrichtung eingestellt werden können. Die zwei vorderen Supportständer tragen auf ihrer oberen Schlittenführung je einen Kreuzsupport, die hinteren dagegen je zwei Kreuzsupports, so dass gleichzeitig sechs Werkzeuge zusammen abhängig oder unabhängig voneinander arbeiten können. Der Vorschub des Werkzeugsupports erfolgt von dem Spindelvorgelege aus durch Kurbelgetriebe, welche auf die von der vorderen und hinteren Bettseite angeordneten Wellen arbeiten, diesen Schaltbewegungen erteilend, die durch Ketten mit Gegengewichten auf die an jedem Kreuzsupport sitzende Sperrschaltvorrichtung übermittelt wird. Die Bettplatte hat eine Höhe von 450 mm; die grösste Entfernung der beiden Planscheiben beträgt 2,6 m.

Schnellbetrieb auf den Eisenbahnen der Gegenwart.

Von Ingenieur **M. Richter,** Bingen.

(Fortsetzung von S. 591 d. Bd.)

4. Die *Schnellzuglokomotive der Lancashire-Yorkshire-Eisenbahn*, gebaut seit 1899 in grösserer Anzahl (15 Stück) in den Bahnwerkstätten zu Horwich, war für England eine ganz neuartige Erscheinung (Fig. 6).

Das geringe englische Normalprofil ist bis zur Grenze ausgenützt. Der hoch liegende grosse Kessel hat eine schmale, sehr tiefe Feuerkiste mit wagerechtem Rost und Feuergewölbe. Das tief sitzende Blasrohr hat Zwischendüse. Die äusserlich sehr kurze Rauchkammer ist in den Langkessel hinein verlängert.

Die Triebachsen sind durch Zwillings-Blattfedern, welche miteinander durch Winkelhebelstangen verbunden sind, abgefedert, während die Laufachsen durch doppelte Schraubenfedern unabhängig voneinander belastet sind, und zwar durch Kegelschrauben die vorderen, durch Zylinderschrauben die hintere Achse.

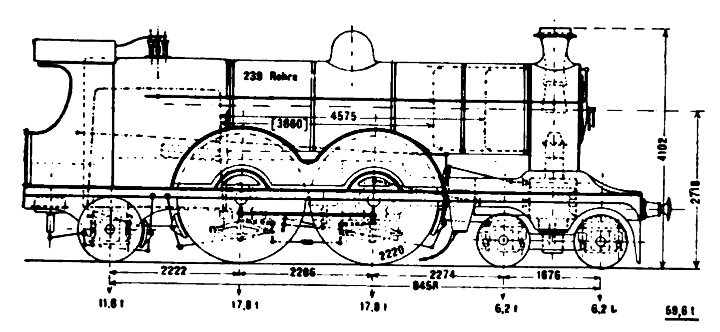


Fig. 6. Lancashire—Yorkshire-Bahn.

Die innen liegende Maschine besitzt *Joy*-Steuerung, durch welche sonderbare Hohlschieber bewegt werden, die auf dem Rücken der Zylinder sitzen. Die Triebräder haben die bei gekuppelten Lokomotiven nur in einem Fall ($^2/_4$ der N. E. R.) übertroffene Höhe von 2,22 m; der Hub der Kuppelstange ist geringer als derjenige der Antriebskurbeln (660 gegen 508 mm), der Antrieb erfolgt auch hier an der vorderen Achse.

Die Vakuumbremse geht einseitig an die Triebachsen und hintere Laufachse. Der dreiachsige Tender besitzt Wasserschöpfer. Eine Dampfumsteuerung ist vorgesehen.

Bei einigen dieser Maschinen ist in die Rauchkammerverlängerung ein Ueberhitzer eingeschoben, der wohl die Urform des *Pielock*schen darstellt (Fig. 7). Allerdings ist damit eine erhebliche Verkürzung der Heizrohre (von 4575 auf 3660 mm), also eine Verkleinerung der Heizfläche verbunden, aber diese wird durch den Ueberhitzer mehr als ausgeglichen.

Derselbe besteht aus einer Trommel, welche in einigem Abstand vor der vorderen Rohrwand liegt und von einer Anzahl paralleler Wände, die aber nicht längs, sondern quer liegen, abwechselnd von oben und unten durchsetzt ist, während sie der Länge nach von einem Bündel kurzer Heizrohre durchdrungen ist, deren Anordnung und Teilung genau mit derjenigen der Kesselrohre übereinstimmt, so dass sie nur die Verlängerung derselben bilden. Der Dampf tritt auf der Rückseite durch das Einströmrohr vom Regler her ein, und auf der Vorderseite überhitzt, mindestens aber getrocknet, aus, um zu den Zylindern zu gehen. Diese besitzen Dampfhemden, welche ebenfalls von überhitztem Dampf durchströmt werden, und zwar wird dieser unabhängig vom Arbeitsdampf erhalten, in dem ein Schlangenrohr aus dem Kessel durch

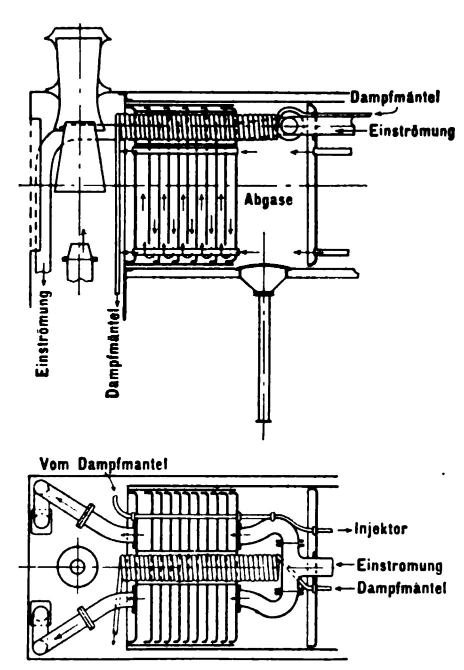


Fig. 7. Ueberhitzer der Lokomotive Fig. 6.

den oberen Teil der Ueberhitztrommel hindurchgeht, welcher von einem entsprechend weiten Rauchrohr durchzogen ist. Um die Dampfströmung in diesen Zylindermänteln zu verbessern, bezieht ein Injektor seinen Dampf aus denselben. In dem Uebersprung zwischen Rohrwand und Ueberhitztrommel befindet sich ein Aschfall am Boden des Kessels. —

Leider scheinen über die wirtschaftlichen Erfolge dieses Ueberhitzers keine Nachrichten bekannt geworden zu sein. —

Die hier besprochene Schnellzuglokomotive zeichnet sich weniger durch Zugkraft als durch Kesselleistung, d. h. als Renner, aus. Im Fahrplan ist die schnellste Fahrt

Southport—Salford 57,8 km in 39 Min. = 89 km/St.

Bemerkenswert ist auch

Manchester—Liverpool 58,8 km in 40 Min. = 88 km/St.

Trotz der mässigen Zugbelastung von nur 120 bis 200 t h. T. sind dies anerkennenswerte Leistungen, da die Profilverhältnisse sehr ungünstig sind. Gerade auf der Strecke Manchester—Liverpool muss stellenweise sehr schnell gefahren werden, um den erwähnten Durchschnitt herauszudrücken, weil unmittelbar nach der Ausfahrt aus Manchester eine 800 m lange Steigung von 1 : 77 zu nehmen ist, welcher eine solche von 1 : 150 folgt. Einem Zug von 120 t h. T. gelang es trotzdem, in 2 Min. 50 Sek. die nächste 4 km weit entfernte Station zu erreichen (84 km/St.) und die folgenden 8 km Steigung von 1 : 90 mit dauernd 95 km/St. zu befahren; nachher wurde ein 23 km langes Gefälle mit 120 km/St. befahren und in-

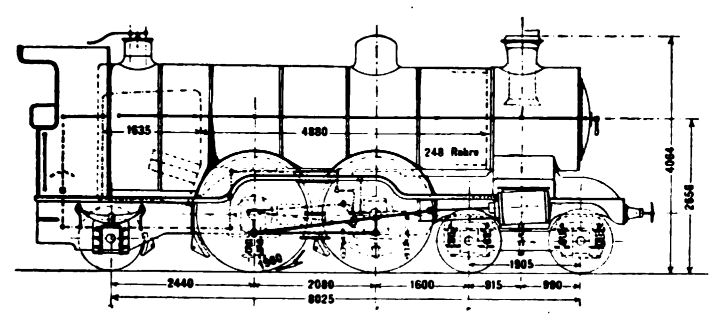


Fig. 8a. Englische Nordbahn.

folge zweimaligen Haltens endlich eine Höchstgeschwindigkeit von 140 km/St. erzielt, um die Fahrzeit von 40 Min. nicht zu überschreiten, welche bis Liverpool vorgeschrieben sind.

5. Die *Schnellzuglokomotive der englischen Nordbahn* ist 1903 in den Bahnwerkstätten zu Doncaster nach dem Entwurf von *Jvatt* durch versuchsweisen Umbau einer im Jahre 1898 entstandenen „Atlantic“ - Gattung (der ersten dieser Art in England) geschaffen worden; es laufen jetzt 30 Stück von derselben Gattung (Fig. 8).

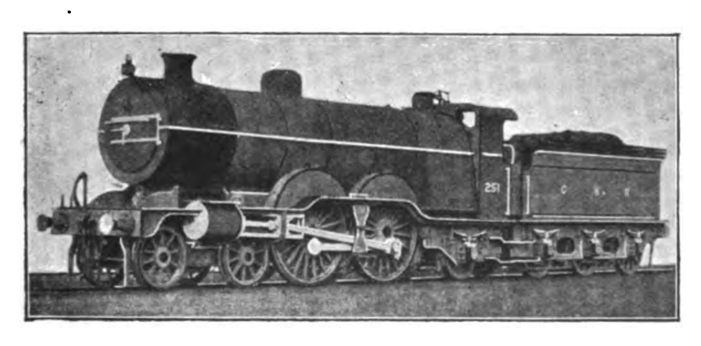


Fig. 8b. Englische Nordbahn.

Die Urform 1898 hatte folgende Abmessungen:

Zylinderdurchmesser	477	mm
Kolbenhub	610	„
Triebraddurchmesser	2030	„
Kesseldruck	12,3	atm
Heizfläche	121	qm
Rostfläche	2,5	„
Dienstgewicht	—?	
Adhäsionsgewicht	—?	

Der Kessel hatte gewöhnliche schmale Feuerbüchse zwischen den Rahmen. Haupt- und Drehgestellrahmen lagen innen, die Zylinder aussen.

Die Umbauform bedeutet eine sehr erhebliche Verstärkung. Der viel höher gelegte Kessel mit bedeutend grösserem Durchmesser besitzt eine breite, über die Aussenrahmen der Hinterachse gelegte Feuerbüchse mit Gewölbe und mit nur einem Feuerloch; auch die Rauchkammer ist verlängert. Die Rostfläche ist um 0,4 qm, die gesamte Heizfläche um 88 qm vergrössert. Der Unterbau ist derselbe geblieben; nur sind die Zylinder auf 483 mm Durchmesser vergrössert, die Triebräder auf 1980 mm Durchmesser verkleinert.

Die hintere Triebachse wird angetrieben, weshalb eine Pleuelstange von 10′ = 3050 mm Länge erforderlich war; die Zylinder liegen schief zur Einhaltung des Profils. Die *Stephenson*-Steuerung liegt innen und die Schieber sind senkrechte Innenschieber. Die Lokomotive ist in neun Punkten gestützt, da sämtliche Achsen voneinander unabhängig gefedert sind, und zwar die Achsen des Drehgestells, und die Triebachse durch Doppelschraubenfedern, die Kuppelachse und hintere Laufachse durch Blattfedern. Der Zapfen des Drehgestells liegt 37,5 mm hinter der Mitte.

Von der Ausstattung ist nur zu erwähnen, dass die Vakuumbremse einseitig auf die drei Hinterachsen der Maschine wirkt, und dass der dreiachsige Tender Wasserschöpfer besitzt.

Zehn dieser Maschinen waren anfänglich mit dem alten Kessel ausgestattet, um vorher den neuen Kessel auszuprobieren. Eine der übrigen hat für Drehgestell Aussenrahmen, und eine weitere ist mit Windkappe auf dem Kamin versorgt worden, welch letzteres übrigens bei allen tief in die Rauchkammer hinein verlängert ist.

Um trotz der äusseren Zylinder die Länge der Kupplungskurbeln kleiner machen zu können als diejenige der Antriebskurbeln, ist der Stirnzapfen für die Pleuelstange exzentrisch auf den Halszapfen der Kuppelstange aufgesetzt; für den ersteren ist der Laufkreisdurchmesser, d. h. der Antriebshub 610 mm, für den letzteren nur 584 mm.

Diese Lokomotiven befördern die teilweise sehr schweren (bis 350 t h. T.) Schnellzüge von London (Kings Cross) nach York mit Grundgeschwindigkeiten bis 97 km/St.

Aus dem Fahrplan (1904) ist zu berichten:

Die schnellste und zugleich längste Fahrt der Nordbahn ist

Wakefield—London 283 km in 3 St. 9 Min., 89,8 km/St.

Bemerkenswert sind auch die Fahrten (ohne Aufenthalt)

London—Doncaster	251 km in	2 St.	49 Min.,	89,0 km/St.
Ratford—London	223 „ „	2 „	33 „	87,4 „
Nottingham—London	207 „ „	2 „	26 „	85,0 „
London—Grantham	170 „ „	1 „	57 „	87,2 „

Die letzt erwähnte Fahrt wird täglich achtmal ausgeführt, die zuerst erwähnte nur einmal täglich.

6. Die *Schnellzuglokomotive der englischen Nordostbahn*, gebaut 1903—4 in den Bahnwerkstätten zu Gateshead nach dem Entwurf von *Worsdell*, zehn Stück an der Zahl, zeichnet sich durch sehr grosse Abmessungen aus (Fig. 9), durch welche sie die vorige noch übertrifft.

Der hochliegende, grosse Kessel besitzt eine sehr tiefe, schmale Feuerkiste zwischen den Rahmen; dieselbe hat halbrunde Decke, Feuergewölbe, und schwach geneigten Rost. Die Rauchkammer ist kurz, das Blasrohr sitzt auf einem langen Stielrohr, und der mit Zwischendüse versehene, äusserlich sehr niedrige Kamin ist nach innen verlängert.

Drehgestell und Triebachsen haben Innenrahmen, die Hinterachse wieder mit Rücksicht auf Kühlhaltung der Lager und leichte Zugänglichkeit Aussenrahmen. Die Achsen haben sämtlich Blattfedern, welche nur zwischen den Triebrädern Ausgleichhebel haben.

Die Zylinder liegen wie bei der vorigen, aussen.

schief und treiben die hintere Triebachse an; die Steuerung, nach *Stephenson* natürlich, mit der günstigen Exzenterstangenlänge von 2,5 m, liegt innen und treibt *Smith*sche Kolbenschieber. Eine Dampfumsteuerung ist auch hier neben derjenigen mit Handhebel vorhanden. Auffallend ist auch für England der hohe Triebachsdruck von je fast 20 t.

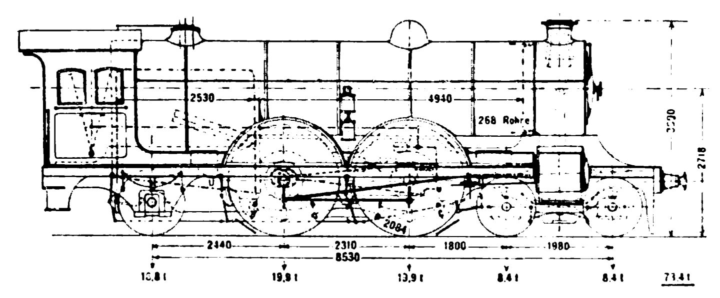


Fig. 9. Englische Nordostbahn.

Die *Westinghouse*-Bremse bedient die drei hinteren Achsen einseitig, sowie den dreiachsigen, mit Wasserschöpfer versehenen Tender.

Diese sehr schönen Maschinen sind äusserst leistungsfähig; sie entwickeln rechnungsmässig, etwa wie die vorigen, auf die Dauer rund 1300 PS an den Kolben, und befördern dieselben Züge, welche die vorigen von London nach York bringen, von da weiter nach Newcastle—Edinburgh, auf einem nichts weniger als günstigen Profil, welches Steigungen bis 1 : 95 aufweist. Die besten fahrplanmässigen Leistungen sind:

Darlington—York	71,2 km in	43 Min.,	99,4 km/St.
„	71,2 „ „	47 „	91,0 „
„	71,2 „ „	48 „	89,1 „
Newcastle-Edinburgh	200 „ „	2 St. 20 „	85,7 „
Doncaster—Newcastle	181 „ „	2 „ 12 „	82,3 „

Die zuerst genannte Fahrt ist die schnellste von Europa. Dass sie auf einer Strecke von gleichmässigem schwachem Gefäll stattfinde, ist ein Einwurf, durch welchen die Tatsache nicht im geringsten entkräftet wird, dass in Deutschland auf den günstigsten Strecken mit den grössten Maschinen und den leichtesten Zügen trotzdem nirgends eine Fahrt zu finden ist, die auch nur im entferntesten an diese heranreicht; nicht einmal die Geschwindigkeit der an dritter Stelle genannten Fahrt wird irgendwo in Deutschland *im Fahrplan* erreicht.

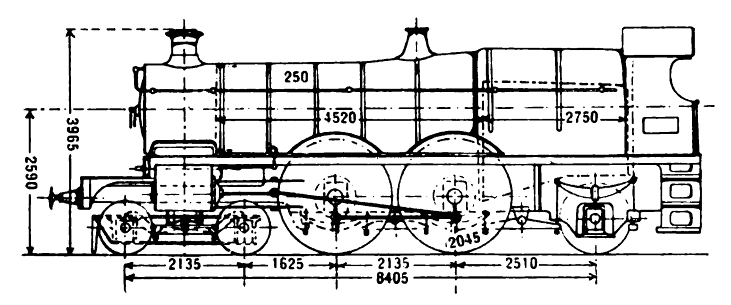


Fig. 10. Englische Westbahn.

Von anderen englischen $^{2}/_{5}$-gek. Lokomotiven, die nicht in die Tabelle aufgenommen sind, können noch erwähnt werden:

a) Die *Lokomotive der englischen Westbahn* (Fig. 10) ist in den Bahnwerkstätten zu Swindon zunächst durch Umbau einer $^{3}/_{5}$-gek. Lokomotive (No. 171, „Albion") entstanden; dann sind bis jetzt noch drei Stück nachgebaut worden, eines mit dem *Schmidt*schen Rauchkammer-Ueberhitzer.

Während der Unterbau grundsätzlich mit den bisher besprochenen englischen „Atlantics" übereinstimmt, ist der Kessel nach der erweiterten wagon-top-Bauart, ohne Dom, mit schmaler *Belpaire*-Feuerbüchse ausgebildet, wie sie bei allen neueren Lokomotiven dieser Bahn, seit dem Weggang *Dean*s sich vorfindet (D. p. J. 1903, **318**, S. 195).

Auffallend ist ferner der grosse Kolbenhub von 762 mm, der besonders bei äusseren Zylindern die störenden Bewegungen sehr verstärkt. Die Schieber sind Kolbenschieber, welche nach amerikanischer Art shi ef einwärts oberhalb der Zylinder liegen, und durch diecinnenliegende *Stephenson*-Steuerung mit Zwischenwell e angetrieben werden.

Die Hauptabmessungen sind (abgesehen von dem unbekannten Adhäsionsgewicht):

Zylinderdurchmesser . .	457	mm
Kolbenhub	762	„
Triebraddurchmesser . .	2045	„
Kesseldruck	16	at
Heizfläche (innen) . .	180	qm
Rostfläche	2,52	„
Dienstgewicht	71	t

Der hohe Kesseldruck erhöht zwar die absolute und spezifische Leistung, aber die letztere bei Zwillingsmaschine auf eine fragwürdige Weise. Der Tender ist der gewöhnliche dreiachsige mit Wasserschöpfer.

b) Die *Lokomotive der englischen Zentralbahn*, gebaut 1903 bei *Beyer, Peacock* & *Co.*, Manchester, gleicht im grossen Ganzen der vorigen. Sie unterscheidet sich von ihr wesentlich nur durch den Kessel, welcher gewöhnliche zylindrische Form und einen Dom über der vorderen Triebachse besitzt. Die Feuerbüchse ist ebenfalls die schmale, *Belpaire*sche. Die Zylinder liegen schief, aussen, und haben innere, senkrechte Trickschieber, welche durch die gewöhnliche *Stephenson*-Steuerung mit Schraube bewegt werden; die Exzenterstangen umfassen die vordere Treibachse (wie bei der Maschine der Nordbahn) und haben die günstige Länge von 2,75 m.

Die Hauptabmessungen sind:

Zylinderdurchmesser . .	495	mm
Kolbenhub	660	„
Triebraddurchmesser . .	2055	„
Kesseldruck	12,7	atm
Heizfläche (innen) . .	178	qm
Rostfläche	2,42	„
Dienstgewicht	69,5	t
Adhäsionsgewicht . .	37,7	t

Die Vakuumbremse geht an die drei Hinterachsen. Der dreiachsige Tender hat Wasserschöpfer.

7. Die *Schnellzuglokomotive der französischen Staatsbahn*, gebaut zu zehn Stück von den *Baldwin Locomotive Works* 1900, war in Paris im Erbauungsjahr ausgestellt. Sie soll hier nur als Merkwürdigkeit beschrieben werden, da sie ein rein amerikanisches Muster auf europäischem Boden darstellt, gerade wie dies auch bei der $^{2}/_{4}$-gekuppelten derselben Firma für dieselbe Bahn aus demselben Jahre der Fall war (D. p. J. 1904, **319**, S. 70).

Bis auf wenige Einzelheiten sind die amerikanischen Eigentümlichkeiten beibehalten. Nicht amerikanisch sind nur die Puffer, das Geländer am Laufbrett, der tiefer als das letztere gesetzte Führerstand usw., also lauter nebensächliche Dinge, abgesehen von der kupfernen Feuerbüchse.

Der grosse, hochliegende Kessel ist nach der erweiterten wagon-top-Bauart ausgebildet; die lange Feuerbüchse steht über den Rahmen, aber zwischen den Triebrädern, ist daher schmal. Die vorwärts verlängerte Rauch-

kammer hat vorn einen Aschfall; die Tür derselben ist als Luftschneide nach französischem Muster stark gewölbt.

Die Zwillingsmaschine besitzt innenliegende Kolbenschieber, welche durch die *Stephenson*-Steuerung mit Zwischenwelle bewegt werden. Die Federn, sämtlich Blattfedern, der drei Hinterachsen sind durch Längshebel verbunden. Trotz dem grossen Kessel ist der Zylinderdurchmesser ungewöhnlich klein gewählt, so dass wohl unwirtschaftlich grosse Füllungen im Betrieb Regel sein werden.

Zehn Lokomotiven von derselben Sorte sind im Jahre 1901 für die *Paris—Lyon—Mittelmeerbahn* beschafft worden. Während die Staatsbahn vierachsigen (übrigens niedrigen) amerikanischen Tender gewählt hat, der mit Wasserschöpfer versehen ist, ist der Tender der *Paris—Lyon—Mittelmeerbahn* ein dreiachsiger Normaltender. Ferner ist bei der Staatsbahn Luftpumpe rechts, Steuerungszugstange links (wo der Führer steht), bei der *Paris—Lyon—Mittelmeerbahn* infolge umgekehrter Stellung der Mannschaft gerade umgekehrt; im übrigen sind die Maschinen identisch (Fig. 11).

Von den Betriebsergebnissen ist weiter nichts bekannt geworden, als dass auf den Probefahrten zwischen Avignon und Marseille mit Zügen von 200 t Gewicht

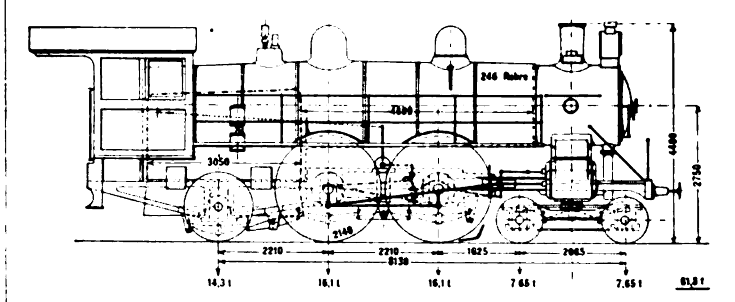


Fig. 11. Französische Staatsbahn.

h. T. Höchstgeschwindigkeiten von 120 bis 130 km/St. auf wagerechter Strecke erreicht worden sind.

(Fortsetzung folgt.)

Bücherschau.

Ausländische Dampfturbinenliteratur.

Die Entwicklung der ersten, praktisch brauchbaren Dampfturbinensysteme geschah im Auslande. In Schweden hat *de Laval* sowohl die einstufige Ueberdruckturbine (für Milchzentrifugen), als auch die einstufige Druckturbine zuerst ausgebildet. Der Engländer *Parsons* brachte die vielstufige Ueberdruckturbine hervor. Heute ist die ganze industrielle Welt an dem Wettkampf dieser neuartigen Wärmekraftmaschine mit ihren älteren Geschwistern beteiligt. Die deutsche Literatur zeugt davon redlich ihr Teil, welche deshalb in diesem Journal bereits gewürdigt worden ist.[1]) Es erscheint nicht unzweckmässig, zur Vervollständigung auch die fremdsprachigen Bücher über Dampfturbinen namhaft zu machen und zu besprechen; denn die technische Literatur des Auslandes fördert im allgemeinen wie im besonderen das Verständnis für seine Art, in technischen Angelegenheiten zu denken und zu schaffen, und kann denjenigen als Vorbereitungsmittel dienen, welche die Tätigkeit und die Werke des Auslandes aus eigener Anschauung kennen lernen wollen. Zugleich gilt allgemein das sinngemäss übertragene Wort: Um so gewaltiger wird ein Strom, je mehr ergiebige Quellen zusammenfliessen.

The Steam Turbine. By *R. M. Neilson.* London, 1904. Longmans, Green and Co. Dritte Auflage. 294 S. 212 Fig.

Das Buch hat in verhältnismässig rascher Folge drei Auflagen erlebt. Es eignet sich für eine allgemeine Orientierung über die industriellen Dampfturbinensysteme mit besonderer Berücksichtigung der *Parsons*-Turbine. Der Verfasser hat sich die Aufgabe gestellt, auch die kleinen Einzelheiten zu erörtern, welche für den praktischen Erfolg oder Misserfolg der Dampfturbine mitbestimmend sind. Leider hat der Verfasser dabei mehr schematische Bilder als gediegene Einzelkonstruktionen geboten.

Die einleitenden Kapitel behandeln Allgemeines und Geschichtliches der Dampfturbine. Im dritten Kapitel wird der Werdegang der *Parsons*-Turbine entwickelt. Dann folgen einige allgemein gehaltene Kapitel: Vergleich zwischen der Dampfturbine einerseits und der Wasserturbine und Kolbendampfmaschine anderseits, Schaufelung und Geschwindigkeiten, Entropie und Temperatur-Entropie-Diagramme, welch letztere zur thermischen Beurteilung einiger Kreisprozesse benutzt werden.

Die eigentliche Beschreibung der Dampfturbinensysteme beginnt mit dem achten Kapitel, in welchem die *de Laval*-Turbine besprochen ist. Die *Rateau*-Turbine wird nur kurz behandelt, dagegen berichtet *Neilson* über die Dampfturbine seines Landsmannes *Parsons* umfassender. Von den übrigen Turbinen werden diejenigen von *Westinghouse-Parsons, Stumpf, Seger, Schulz* und *Curtis* gestreift. Den Schluss bildet die Anwendung der *Parsons*-Turbine im Schiffsbetriebe. In einem Anhang sind noch die britischen Dampfturbinenpatente von 1784 bis 1901 zusammengestellt.

[1]) D. p. J. 1904, Bd. **319**, S. 191 und 718, ebenso S. 429 ds. Bds.

Le Turbine a vapore ed a gas. Ing. *G. Belluzzo.* Milano, 1905. Ulrico Hoepli. 408 Seiten mit 320 Abb. und 2 Tafeln.

Der Verfasser hat sich folgendes Programm für sein Buch aufgestellt:

1. Graphische Theorie der elastischen Flüssigkeiten und ihrer Bewegung;
2. Anwendung der graphischen Methoden zur Berechnung der Dampf- und Gasturbinen;
3. Kritische Studie der Dampfturbinensysteme;
4. Verwendung der Dampfturbine im Schiffsbetrieb.

Der erste Punkt des Programms wird in 7 Kapiteln auf 111 Seiten behandelt; namentlich werden die thermodynamischen Grundbegriffe, der gesättigte und überhitzte Wasserdampf, die Gase, der Stoss elastischer Flüssigkeiten und die Arbeitsabgabe des Flüssigkeitsstromes an ruhende und bewegte Kanäle und die Ausflusserscheinungen von Gasen und Dämpfen erörtert. *Belluzzo* bedient sich zur Veranschaulichung besonders der geometrischen oder graphischen Verfahren.

Der zweite Abschnitt bringt die üblichen Einteilungen sowie die graphische Veranschaulichung der grundlegenden Begriffe über Dampf- und Gasturbinen. Daran reihen sich die besonderen Kapitel über einen Vergleich zwischen Turbine und Kolbenmaschine, die Gasturbine, die Wirkungsgrade, die Regelung, die Kondensation und schliesslich einige allgemeine Gesichtspunkte und Regeln.

Aus den praktisch erprobten Dampfturbinensystemen hat *Belluzzo* die Turbinen von *de Laval, Seger, Kolb, Parsons, Rateau, Zoelly* und der *A. E. G. (Curtis* und *Riedler-Stumpf)* ausgewählt und auf 127 Seiten verbildlicht und beschrieben.

Zum Schlusse folgen einige kurze Mitteilungen über die mit *Parsons*- und *Rateau*-Turbinen ausgerüsteten Turbinenschiffe.

Belluzzo bietet mit seinem Buche dem italienisch verstehenden Leserkreis eine allgemein einführende Veröffentlichung über die unmittelbar kreisenden Wärmekraftmaschinen der Gegenwart, welche auf der strömenden Bewegung elastischer Flüssigkeiten beruhen.

Roues et turbines à vapeur. Par *K. Sosnowski.* Paris, 1904. Ch. Béranger. Zweite Auflage. 230 Seiten mit 356 Abb.

Die erste Auflage dieses Buches erschien im Jahre 1897. Sie war das erste Werk der Welt, welches, in Buchform herausgegeben, nur die Dampfturbinen zum Gegenstand hatte. *Sosnowski* musste das ganze Material aus den vielen, zerstreut liegenden Quellen — Archiven, Büchern und Zeitschriften — erst mühselig zusammenraffen, sichten und klären. Damals hatte sich die Dampfturbine noch keineswegs zu der heutigen Anerkennung durchgerungen. Der Verfasser bietet mit seinem Buche eine weit zurückreichende Entwicklungsgeschichte der Dampfturbinen. Der Stoff ist chronologisch nach den persönlichen Trägern der Entwicklungsgedanken geordnet.

Sosnowski, der Direktor der *Société de Laval* in Paris, hat bereits 1894 mit der Sammlung des Stoffes begonnen und daraufhin in verschiedenen Gesellschaften der französischen Hauptstadt Vorträge gehalten. Seine Arbeit erschien 1896 im „Bulletin de la Société d'Encouragement pour l'Industrie nationale" und im folgenden Jahre in Buchform.

In der zweiten Auflage des Buches ist die Entwicklungsgeschichte der Dampfturbinen bis zum Jahre 1904 nachgetragen worden. Im ganzen sind etwa 125 Erfinder berücksichtigt. Die französischen Namen sind naturgemäss vorherrschend, die deutschen Namen nur schwach vertreten. Beispielsweise sucht man nach *Adolf Müller* aus Osnabrück vergebens, welcher 1877 ein Patent auf eine Stufendampfturbine nahm:[2]) anderseits ist zuzugeben, dass die besprochene achsiale Stufenturbine des Engländers *Wilson* aus dem Jahre 1848 grosse Aehnlichkeit mit derjenigen von *Müller* besitzt. Aber auch die Elektraturbine von *Kolb* ist nirgends zu finden.

Sosnowski beginnt die Geschichte der Dampfturbinen mit dem Reaktionsrad *Heros* von Alexandrien (120 v. Chr.); der Hinweis auf diesen alexandrinischen Gelehrten ist inzwischen für Einleitungen über Dampfturbinen üblich geworden. Aus der grossen Vorläuferschar der heute verwirklichten Dampfturbinen seien *Giovanni Branca* (1629), *James Watt* (1769), *Real* und *Pichon* (1827), *Pilbrow* (1843), *Wilson* (1848), *Tournaire* (1853), *Perrigault* und *Farcot* (1864), *Altham* (1892), *Morton* (1893), *Ferranti* (1894) erwähnt.

Die Pioniere der praktisch brauchbaren, gewerblich verwerteten Dampfturbinensysteme sind *de Laval* und *Parsons*. *de Laval* baute 1883 ein Reaktionsrad, welches jenem von *Hero* glich, zum Antrieb von Milchzentrifugen.[3]) 1884 begann *Parsons* mit der Entwicklung seiner Ueberdruckturbine; „mit staunenswerter Energie und seltener Beharrlichkeit hat er über 15 Jahre an der Vervollkommnung seiner Erfindung gearbeitet".[4])

1889 folgte *de Laval* mit seiner eigentlichen Druckturbine; ihre wesentlichen Kennzeichen bestanden in der konisch erweiterten Expansionsdüse und einem einzigen, winzig kleinen Schaufelrad auf einer dünnen, schwanken Federwelle, welche mit bis dahin unbekannten Umlaufzahlen (30 000 i. d. Minute bei 5 mm Wellendurchmesser für 5 effektive Pferdestärken) kreiste. *Sosnowski* hat diese Turbinen naturgemäss etwas ausführlicher behandelt, als es dem Rahmen des Buches angemessen ist. In der zweiten Auflage wird, was in der ersten Auflage noch nicht der Fall war, hervorgehoben, dass *de Laval* schon 1894 eine Turbine mit Geschwindigkeitsabstufung angegeben hatte. Freilich hatte *Seger* — ebenfalls in Stockholm — bereits im Jahre zuvor die Geschwindigkeitsabstufung mit seiner gegenläufigen Turbine praktisch verwirklicht. Weiter erscheinen *Rateau* (1894), *Curtis* (1896), *Schulz* (1898), *Brequet - de Laval* (1902), *Lindmark* (1902), *Zoelly* (1902), *Riedler-Stumpf* und ebenso *Westinghouse* (1903).

Am Ende des Buches findet sich eine Einteilung der beschriebenen Typen in vier Hauptgruppen, nämlich:

1. Moteurs à réaction,
2. Roues à vapeur,
3. Turbines à vapeur,
4. Moteurs mixtes.

Das Buch bietet nicht mehr und nicht weniger als eine Entwicklungsgeschichte der Dampfturbinen von ihren Uranfängen bis zur Gegenwart. Die chronologische Anordnung des Stoffes nach den einzelnen Erfindern besitzt für die Monographie erhebliche Vorzüge, während naturgemäss die Systematik dabei etwas zu kurz kommt. Deshalb hat *Sosnowski* am Schluss eine Einteilung hinzugefügt, in welche die verschiedenen Erfinder untergeordnet sind.

Les turbines à vapeur. Par *G. Hart*. Paris, 1904. Gauthier-Villars. 139 Seiten mit 53 Abb.

La turbine à vapeur, Système Rateau. Par *Jean Rey*. Paris, 1904. Sautter, Harlé & Cie. 102 Seiten mit 54 Abb.

Beide Broschüren sind Sonderabdrucke aus der Zeitschrift des Vereins der französischen Zivilingenieure (Mémoires de la Société des Ingénieurs Civils de France, bulletins d'avril et de juin 1904).

Hart beginnt mit allgemeinen Betrachtungen und einer Einteilung der Dampfturbinen. Von den verschiedenen Dampfturbinensystemen sind diejenigen von *Parsons, de Laval, Bréquet-de Laval, Rateau, Curtis, Riealer-Stumpf, Zoelly, Lindmark, Westinghouse, Weichelt* und *Schulz* durch Wort und Bild gekennzeichnet.

Rey behandelt eigentlich nur die Dampfturbine, System *Rateau*, und ihre Anwendungen, streift aber in der Einleitung auch einige andere Turbinensysteme. Er schickt, ähnlich wie *Hart*, einen allgemeinen theoretischen Teil voraus, ehe er auf sein Sonderthema „Die *Rateau*-Turbine und ihre Anwendungen" eingeht. Bekanntlich wird diese Dampfturbine in Frankreich von der Firma *Sautter, Harlé & Cie.*, Paris, gebaut, welche den Sonderabdruck für ihre Zwecke anfertigen liess.

Les turbo-moteurs et les machines rotatives. Par *H. de Graffigny*. Paris, 1904. E. Bernard. 280 Seiten mit 128 Abb.

de Graffigny bietet ein allgemein beschreibendes Buch über unmittelbar kreisende Kraftmaschinen, betrieben von Wind, Wasser, Dampf und Gas.

Unmittelbar kreisende Dampfmaschinen beruhen entweder auf dem statischen oder auf dem dynamischen Arbeitsprinzip; die ersteren besitzen rotierende Kolben oder Flügel (Rotationsmaschinen), die letzteren Schaufelräder (Turbinen). Die Dampfturbinen werden auf 102 Seiten besprochen und durch 32 Abbildungen veranschaulicht. *de Graffigny* erörtert die Dampfturbinen von *de Laval, Parsons, Rateau, Riedler-Stumpf und Westinghouse*.

Zum Schluss werden auch unmittelbar kreisende Arbeitsmaschinen, wie die Kreiselpumpen und -Gebläse, kurz beschrieben. Endlich sind noch die einschlägigen französischen Patente von 1900—1904 angereiht worden.

Berlin-Halensee. *Karl H. Merk.*

Zwangläufige Regelung der Verbrennung bei Verbrennungsmaschinen. Von *Carl Weidmann*. Berlin, 1905. J. Springer.

Verfasser beginnt seine interessante Schrift mit der Wiederholung des schon von *E. Meyer* geführten Nachweises, dass, wenn Druckgrenzen gegeben sind, die Gleichdruckmaschine einen besseren theoretischen Wirkungsgrad hat als die Verpuffungsmaschine. Eine Gleichdruckmaschine verlangt eine zwangläufig geregelte Verbrennung; die *Diesel*-Maschine ist eine Verpuffungsmaschine mit sehr schleichender Verbrennung. Die vom Verfasser vorgeschlagene Anordnung hat sehr viel Aehnlichkeit mit der von *Brayton - Simon* (*Schöttler*, die Gasmaschine, 4. Auflage, S. 167). Im Arbeitszylinder wird die Luft, im Pumpenzylinder das Gas komprimiert, welches in einen stark gekühlten Aufnehmer gepresst wird. Aus diesem wird es durch einen besonderen Verdränger in die Mischungvorrichtung gepresst, durch welche es vermöge seiner Strömungsenergie die zur Mischung nötige Luft aus dem Arbeitszylinder ansaugt. Unmittelbar danach trifft das Gemisch auf die Zündvorrichtung, welche natürlich nicht wie bei *Brayton*, eine Flamme, sondern den inzwischen gemachten Erfahrungen entsprechend heisse Luft ist. Da das Ueberschieben des Gases und der Zündluft unter dem Einfluss eines Reglers erfolgt, so hat der Verfasser sein Ziel einer zwangläufig geregelten Verbrennung erreicht.

Am Schluss des Heftes wird eine 350 PS Anlage berechnet und konstruktiv durchgeführt.

Ob es Verfasser gelingen wird, die in der Gemischbildung und Zündung liegenden Schwierigkeiten zu überwinden, müssen erst Versuche lehren. Sollte er, was wir ihm wünschen, hierin Erfolg haben, so wird er eine Maschine erfunden haben, welche den Explosionsmaschinen und der *Diesel*-Maschine viel Konkurrenz machen wird.

Dr. *K. Schr.*

[2]) Zeitschr. des Ver. deutsch. Ing. 1904, S. 1712.

[3]) Ausgeführt von „Aktiebolaget Separator", Stockholm.

[4]) Broschüre über die Dampfturbine, System *Brown, Boveri-Parsons*. Seite 7. Berlin, 1903. Julius Springer.

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

86. Jahrg., Bd. 320, Heft 39. Berlin, 30. September 1905.

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 80 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Nordamerikanische Eisenbauwerkstätten.

Von Dr.-Ing. **H. Reissner**, Berlin.

(Fortsetzung von S. 598 d. Bd.)

Kosten.

Einer der Hauptgründe für die verschiedene Entwicklung der deutschen und der amerikanischen Werkstätten ist der Unterschied zwischen den Arbeitslöhnen. Der Durchschnittsakkordlohn der gelernten Werkstättenarbeiter in Philadelphia und Pittsburg bewegt sich zwischen $2^1/_2$ und $2^3/_4$ Dollar für den Tag von zehn Stunden und für den ungelernten Hilfsarbeiter zwischen $1^1/_2$ und $1^3/_4$ Dollar, während die Aufstellungsarbeiter eine besondere, hoch bezahlte Klasse bilden, deren Lohn je nach dem Ort und der Art der Aufstellung zwischen $3^1/_2$ und 4 Dollar für den Tag von acht bis neun Stunden mit 50 v. H. Aufschlag im Stundenlohn für Ueberstunden wechselt. Allerdings sind bei der Aufstellung für die weniger gefährlichen und keine Geschicklichkeit erfordernden Arbeiten auch möglichst viele ungelernte Arbeiter zu einem Lohnsatz von $1^3/_4$ bis 2 Dollar tätig.

Die Zeichner und Konstrukteure (Draftsmen) in den Bureaus der Brückenbauanstalten können etwa mit einem Durchschnittsgehalt von 80 Dollar = 340 Mark für den Monat angesetzt werden, und schwanken zwischen 60 Dollar für Anfänger und 150 Dollar für die Vorstände der Abteilungen der Konstruktionsbureaus.

Bemerkenswert durch Vollständigkeit und Zuverlässigkeit ist eine Lohntabelle für Bauarbeiter, die vom „Building Contractors Council“ (Bauunternehmervereinigung) herausgegeben ist und die Löhne für Bauhandwerker für neunundzwanzig amerikanische Städte angibt (Iron Age, 18. Februar 1904). Die Tabelle enthält etwa dreissig verschiedene Handwerke und deren Löhne. Für unseren Zweck entnehmen wir derselben die folgenden Angaben (Tab. 8):

Tabelle 8.

Lohntabelle für Bauhandwerker.

Stadt:	Stundenlohn für		
	Eisenmonteure	Monteure für Treppen, Aufzüge, Gitter	gewöhnliche Arbeiter und Träger
Buffalo	50 cts	50 cts	17—20 cts
Chicago	$56^1/_4$ „	$52^1/_2$ „	30 „
New-York	$56^1/_4$ „	$56^1/_4$ „	$25—40^5/_8$ „
Philadelphia	50 „	40 „	35 „
Pittsburgh	50 „	45 „	35 „
St. Francisco	50 „	$46^3/_4$ „	50 „

Aus der Höhe dieser Löhne kann man schliessen, dass Sondermaschinen und Vorrichtungen für Werkstatt und Aufstellung und fein ausgebildete Transportvorrichtungen sich dort mehr lohnen werden als in Europa, und dass es darauf ankommen wird, im Bureau jeden Arbeitsgang auf das sorgfältigste vorzubereiten, um in der Werkstatt nicht nur an Löhnen zu sparen, sondern auch jedes Warten der Arbeiter und Maschinen, jede Aenderung und Ueberlegung, die die Zinsen der teueren Anlage verzehren und den Nutzeffekt derselben verringern könnte, auf das äusserste Mass zu verringern.

Die im Gegensatz zu Europa billigen Brennstoffpreise für Kohle, Petroleum und Naturgas tragen weiter noch dazu bei, die wirtschaftliche Zweckmässigkeit maschinellen und automatischen Betriebes zu erhöhen. Auch die bis ins Einzelne gehende Ausnutzung des Holzschablonensystems für das Ablängen und Ankörnen ist nicht nur durch die Sorge für geringere Transportkosten in der Werkstatt, grössere Arbeitsteilung, Schnelligkeit und Entlastung der eigentlichen Werkstatt, sondern auch durch die geringeren Preise für hartes fehlerfreies Bretterholz bedingt. Für die Holzschablonen werden gehobelte Bretter aus Weisstanne (white pine) 1 Zoll dick in Längen von 16 Fuss und Breiten von 4—12 Zoll, auf beiden Seiten $^1/_{16}$ Zoll abgehobelt, verwendet. Der Preis beläuft sich in Philadelphia etwa auf 40 bis 45 Dollar (170 bis 190 M.) für 1000 Quadratfuss (93 qm).

Kommen jedoch lange Stücke mit regelmässiger Nietteilung wie bei Stegblechen von Blechträgern und Stützen und deren Flanschwinkeln in solcher Menge dauernd zur Werkstatt, dass Spezialmaschinen anhaltende Beschäftigung haben, so sucht man allerdings auch die Kosten des Schablonenholzes und dessen Bearbeitung durch Anwendung von Vielfachstanzen mit automatischen Teiltischen zu vermeiden.

Auch lohnt es sich in Hochbauwerkstätten, wo immer wieder dieselben Trägeranschlüsse und Verbindungswinkel vorkommen, entweder einen Satz Normalschablonen ein für allemal vorrätig zu halten oder auch diese zu sparen und die Anschlusslöcher auf einmal auf Vielfachstanzen zu lochen.

Einen Masstab für den Nutzeffekt in bezug auf Arbeiter- und Raumbedarf, mit dem eines der besten Werke *(Pencoyd Iron Works)* arbeitet, geben die zuverlässigen Aufstellungen, die *Molesworth* von der Werkleitung erhalten und veröffentlicht hat [5]) (Tab. 9). In dieser Tafel ist die spezifische Leistungsfähigkeit der Zeichner und Schablonenarbeiter erhalten durch Division der Gesamt-

[5]) *Molesworth*, On American Workshop Methods in Steel Construction, Minutes of Proceedings of the Institution of Civil Engineers, Volume CXLVIII. 1901—1902 II S. 58 ff.

Tahelle 9.

Spezifische Leistungen der *Pencoyd Iron Works.*

Jahr	Anzahl der		Jährliche Leistung					
	Zeichner	Arbeiter	insgesamt in t	in t auf einen Zeichner	in t auf einen Schablonen-arbeiter	in t auf einen Werkstatt-arbeiter	in t auf einen Schmiede-arbeiter	in t auf einen Arbeiter der Augenstab-abteilung
1895	41	375	39 635	967	2203	108	35	158
1896				871	1960	109	43	141
1897				695	2220	134	38	208
1898				728	2596	114	45	161
1899				665	2598	120	42	210
1900	88		63 495	721	2442	107	51	227
1901	98	667	73 800	753	2366	115	45	185
Durchschnitt für 7 Jahre				771	2340	115	43	184

leistung durch die Zahl der Zeichner bezw. Schablonenarbeiter, die der übrigen Arbeiter durch Division der Leistung der betreffenden Abteilung durch die Zahl der Arbeiter der betreffenden Abteilung.

Der Raumbedarf dieser Brückenbauanstalt ist

Lagerhof . . .	150 Fuss	. 240 Fuss	(45,6 m . 73 m)
Brückenwerkstatt .	450 „	. 200 „	(147 m . 61 m)
Verladeplatz . .	120 „	. 250 „	(36,5 m . 76 m)
Augenstabwerkstatt	230 „	. 120 „	(70 m . 36,5 m)
Schmiedewerkstatt	180 „	. 50 „	(54,8 m . 15,2 m)

Ein weiterer Umstand, der dem Besucher amerikanischer Brückenbauanstalten auffällt, ist das Ueberwiegen der Lochwerke gegen Bohrmaschinen und die geringe Benutzung der Hobelmaschinen. Der Grund hierfür liegt in der Verschiedenheit der Lieferungsbedingungen. Im Hochbau und beim Bau leichter Wegebrücken wird niemals Bohren und Hobeln der Arbeitsstücke verlangt.

Auch für die sorgfältigere Arbeit der Eisenbahnbrücken schreiben die Lieferungsbedingungen der Verwaltungen nicht ausschliesslich Bohren aus dem Vollen vor, sondern stellen die Wahl zwischen Bohren aus dem Vollen und Lochen mit Nachbohren frei, wovon aber immer das letztere gewählt wird.

Dass die Bohrarbeit durch die Lochstanze vollständig verdrängt worden ist und die Abnehmer mit dieser Tatsache rechnen, ist durch eine gewisse Wechselwirkung zwischen Industrie und Behörden und Anpassung der Anforderungen an das in Amerika wirtschaftlich Zweckmässigste entstanden. Es zeigt sich nämlich, dass notwendigerweise ein betriebswirtschaftliches Missverhältnis zwischen einer Nietwerkstatt und der für dieselbe arbeitenden Bohranlage bestehen muss, wenn erstere in bezug auf Raumbedarf und Leistungsfähigkeit bis zu der in Amerika ja notwendigen äussersten Grenze ausgenutzt wird, mag man auch gleichzeitig die Bohrmaschinen so zahlreich und dicht setzen wie möglich. Einesteils entsteht nämlich schon dadurch eine Diskontinuität des Arbeitsganges, dass in der Bohrabteilung grosser Werke zweckmässigerweise an recht vielen Stücken gleichzeitig gearbeitet werden muss, während die Nietabteilung die Stücke besser hintereinander erledigt, anderseits ist der zeitliche Unterschied zwischen Bohren und Nieten derselben Anzahl Löcher so gross, dass die Anschaffungs-, und Betriebskosten, sowie Raumbedarf einer der Nietabteilung entsprechenden Bohranlage ein amerikanisches Werk konkurrenzunfähig machen würden. Während man bei der Stanzabteilung auf 20 Löcher in der Minute bei Einfachstanzen und bis 150 Löcher in der Minute bei Vielfachstanzen mit automatischen Teiltischen rechnen kann, wozu dann allerdings noch die Aufenthalte für Einsetzen usw. kommen, und in der Lage ist mit dem Nachreiben einigermassen Schritt zu halten durch dichte Verteilung von pneumatischen und elektrischen Bohrern, wird man auch bei dem zweckmässigsten Verfahren, dem Bohren auf der Zulage durch mehrere Stärken jedes Loch nach Minuten rechnen müssen und zwischen Bohr- und Nietwerkstatt eine Unstetigkeit des Arbeitsganges erzeugen, die durch irgendwelchen ausgleichenden Lagerraum nicht unschädlich gemacht werden kann.

Ja sogar das Nachreiben ist oft als wirtschaftlich unbequem empfunden worden und innerhalb der Ingenieurvereine und der schon oben genannten *Ry. Eng. & Maint. of Way Assoc.* sind Erwägungen gepflogen und Umfragen gehalten worden, ob weiches, blos gestanztes Flusseisen oder mittelhartes, nachgeriebenes vorzuziehen sei, Erwägungen, die aber doch schliesslich zu dem Ergebnis geführt haben, mittelhartes Flusseisen mit nachgeriebenen Löchern für Eisenbahnbrücken im Interesse des Passens der Löcher und des Entfernens von Haarrissen vorzuschreiben. [6])

Die schon oben genannten Lieferungsbedingungen der *American Railway Engineering and Maintenance of Way Association* enthalten in bezug auf Schneiden und Lochen die folgenden Bestimmungen:

§ 33. Wenn Nachreiben nicht überall verlangt wird, soll der Durchmesser des Lochstempels für Material unter 16 mm Stärke nicht mehr als 1,6 mm und derjenige der Matrize nicht mehr als 3 mm im Uebermass gegen den Nietdurchmesser betragen. Material stärker als 16 mm, mit Ausnahme von unwichtigen Einzelheiten, und alles Material, bei dem Nachreiben verlangt ist, muss nachgebohrt werden. I-Träger und ⊏-Eisen für die Fahrbahnen der Eisenbahnbrücken sollen vorgelocht und nachgebohrt oder aus dem Vollen gebohrt werden.

§§ 60—63 stellen dann besonders strenge Bedingungen dar für die wichtigen Knotenpunkte weitgespannter Brücken mit grossem Eigengewicht, wo es sich lohnt, mit den Spannungen heraufzugehen und dafür die Werkstattbedingungen zu verschärfen.

§ 60. Geschnittene Kanten sollen auf wenigstens 6 mm abgehobelt werden.

§ 61. Gestanzte Löcher sollen mit einem Stempel 4,8 mm kleiner als nomineller Nietdurchmesser hergestellt werden und zu einem fertigen Durchmesser von nicht mehr als 1,6 mm Uebermass gegen Niet nachgerieben werden.

§ 63. Grate an allen nachgeriebenen Löchern sollen mit einem Werkzeug entfernt werden, das etwa 1,6 mm versenkt.

Als besonders sorgfältig und ausführlich mögen noch die Bedingungen der *Southern Illinois and Missouri Bridge*

[6]) *J. A. L. Waddell*, Designing and Construction of Elevated Railroads. Trans. of Am. Soc. of Civ. Eng. June 1897.
Am. Ry. Eng. and Maint. of Way Ass. Bull. 41. July, 1903. Structural Steel: Reaming, Unit. Strains usw.



Co. für die 1903 bis 1904 im Bau befindliche Brücke über den Mississippi, verfasst von deren Oberingenieur *R. Modjeski* dagegengestellt werden, aus denen wir die folgenden Paragraphen entnehmen:

XI. Genietete Konstruktion.

§ 3. Alles Material in Zuggliedern und solchen mit Spannungsumkehrung, bei denen die Zugspannung die Druckspannung übersteigt, soll als Zugmaterial bezeichnet und folgendermassen behandelt werden: Material 20 mm stark oder schwächer darf gelocht werden mit einem Stempel, der einen 5,8 mm kleineren Durchmesser als das vorgeschriebene Loch hat. Jede Platte und jedes Profil soll dann besonders nachgerieben werden auf einen Durchmesser 3 mm kleiner als das vorgeschriebene Loch und das endgültige Nachreiben soll nach dem Zusammensetzen erfolgen. Oder, auf Wunsch des Unternehmers, darf solches Material auch aus dem Vollen gebohrt werden, nachdem alle Stücke zusammengesetzt sind.

(Der erste Teil dieser Bestimmung soll erzwingen, dass sicher alle gequetschten Fasern entfernt werden, der zweite, dass die Löcher genau aufeinander passen.)

§ 4. Alles in Druckspannung befindliche Material und alles, was nicht unter die Beschreibung des vorigen Paragraphen fällt, soll als Druckmaterial bezeichnet und folgendermassen behandelt werden: Material 25 mm stark und darunter soll entweder aus dem Vollen gebohrt oder mit einem Stempel 5,8 mm kleiner als das fertiggestellte Loch gestanzt und zu voller Grösse nach der Zusammensetzung nachgerieben werden. Stanzen ist in Material stärker als 25 mm nicht erlaubt.

§ 9. Nach dem Nachbohren soll über jedes Loch mit einem Versenkbohrer gegangen werden, um den Grat des Loches zu entfernen und eine Abfasung von etwa $1^1/_2$ mm unter jedem Nietkopf zu erzeugen.

(Diese Bestimmung soll ein dichtes Zusammenpressen der Platten und festes Eingreifen des Niets erzeugen und die einspringende Ecke unter dem Nietkopf ausrunden.)

XIII. Maschinen-Arbeit.

§ 1. Alle geschnittenen Kanten oder Enden von Blechen und Profilen sollen gehobelt oder so behandelt werden, dass mindestens 3 mm Metall weggenommen wird. Keine gescherte oder gestanzte Kante soll in der Arbeit stehen bleiben. Gekrümmte Kanten dürfen gemeisselt oder gefeilt werden, wo nicht anders vorgeschrieben.

(Dieser letzte Paragraph ist bei dem vorliegenden Kontrakt von den Abnahmebeamten wohl nur bei besonders wichtigen Knotenpunkten durchgesetzt worden und muss als ausnahmsweise scharf für Amerika bezeichnet werden).

Bemerkenswert für nordamerikanische Werkstätten ist ferner die grosse Anzahl von Nietpressen mit mechanischem Antrieb und abgestufter Kraft, die weiter unten genauer beschrieben werden sollen. Eine grosse maschinell abgestufte Nietanlage ist natürlich nur lohnend bei dauernder Tätigkeit jeder einzelnen Maschine und diese ist nur möglich bei grosser Jahreserzeugung des Werkes. Sollen aber unter solchen Verhältnissen die einzelnen Abteilungen einander entsprechen, ohne dass der Raum- und Arbeiterbedarf ins unwirtschaftliche steigt, so muss man, wie schon oben erwähnt, vom Bohren der Nietlöcher aus dem Vollen absehen.

Handnietung ist nur auf die Montage beschränkt und wird auch dort schon durch Lufthammernietung, ja auch schon durch Nietpressen ersetzt. Für die regelmässige Arbeit wird als zuverlässigste und billigste Methode allein die der Maschinennietung mit Stempeldrücken, die der Schwere der Arbeit angepasst sind, angewandt, während die Lufthämmer in der Werkstatt nur für zerstreute, übrig gebliebene Löcher und unbequeme Stellen benutzt werden. Kennzeichnend für die Anschauungen auch der Verbraucher ist, dass für Handnietung 25 v. H. kleinere zulässige Scher- und Lochlaibungsspannungen vorgeschrieben werden und in einigen Bestimmungen z. B. den oben zitierten von *R. Modjeski* sogar für die Aufstellung Nietpressen und keine Perkussionsnieter, geschweige denn Handnietung verlangt werden, was natürlich nur bei sehr grossen Bauwerken, wie der Thebes Mississippi Brücke, die einen Eisenbedarf von 23 000 t hatte, sich durchsetzen lässt.

XI § 11 lautet in diesen Bedingungen:

Wo nur möglich, soll die Nietung mit Maschinenkraft geschehen. Der Ingenieur kann vom Unternehmer die Stellung besonderer Nietpressen verlangen, um besondere Stellen in der Konstruktion zu bedienen. Nietung mit Lufthämmern wird nicht als Maschinennietung angesehen werden.

Was man selbst bei den grössten Brückenbaufirmen nicht findet, sind Montagehallen, entsprechend denen deutscher Werke, in denen grössere Teile von Bauwerken zusammengesetzt werden können. Nur die Drehtische von beweglichen Brücken werden in der Werkstatt zusammengepasst. Das Kontrollsystem der Zeichnungen, Schablonen, Stanz- und Bohrarbeiten und der Masstabvergleichungen [7]) ist so sorgfältig ausgebildet, dass Fehler zu den grössten Seltenheiten gehören; wird aber bei Auslandlieferungen die probeweise Aufstellung im Werk ausnahmsweise gefordert, so muss eben auf dem Lagerhof oder in einer anderen Abteilung Platz geschaffen werden.

Es ist natürlich schwer, Angaben über Werkstattkosten zu erhalten, immerhin geben die Preise, die die *American Bridge Co.*, die *Carnegie Steel Co.* und die meisten anderen Werkstätten für Vorrichtung und Einpassen von Bauträgern verlangen, einen gewissen Anhalt, da sie einesteils nur wenig über die Selbstkosten sich erheben sollen und mehr der Förderung des Verkaufs von Walzmaterial dienen, anderenteils zeigen, welcher Teil der Arbeit in amerikanischen Werkstätten als preisbildend angesehen wird.

Liste von Ueberpreisen, die zum Preise von glatten **I**- *und* **[**-*Trägern hinzuzufügen sind, in M. f. d. Tonne.*

1.	Für Schneiden auf Länge mit einem kleineren Spielraum als 10 mm	14,0 M/t.
2.	Für Stanzen von Löchern nur einer Grösse im Stegblech	14,0 „
3.	Für Stanzen von Löchern nur einer Grösse in einem oder beiden Flanschen	14,0 „
4.	Für Stanzen von Löchern nur einer Grösse in Stegblech oder Flanschen	23,4 „
5.	Für Stanzen von Löchern einer Grösse in Stegblech und Löchern einer andern Grösse in Flanschen	37,5 „
6.	Für Stanzen und Zusammensetzen zu Verbundträgern	32,8 „
7.	Für Ausklinken, Schiefschneiden inkl. auf Länge Schneiden mit oder ohne Lochen inkl. Verbolzen oder Annieten von normalen Anschlusswinkeln	32,8 „
8.	Für Anstreichen oder Oelen mit einem Ueberzug von gewöhnl. Oel oder Farbe	0,35 „

[7]) Die *American Bridge Co.* benutzt als Grundmass das Stahlnormalbandmass von *G. M. Eddy & Co.* mit den Abmessungen $1/2$" . 0,008' (12,7 . 0,2032 mm) mit einem Ausdehnungskoeffizienten von 0,000,0067 für 1° F (0,6° C) geeicht für Normaltemperatur von 62° F (17° C) und Normalzugspannung von 12 lbs (5,4 kg).

9. Für Ueberhöhen von **I**- und **Ľ**-Eisen und anderen Profilen für Schiffbau und andere Zwecke . . . . 23,4 M/t.
10. Biegen und andere ungewöhnliche Arbeit: Werkstattkosten.
11. Für Anschlussteile, lose oder befestigt, wie: Anschlusswinkel, Bolzen, Trennungsstücke, Anker usw. . . . . . . 145,0 M/t.

wenn andere Stempel und Matrizengrössen eingesetzt werden oder der Träger zu einer anderen Maschine transportiert werden muss, da Flanschlochen in anderer Spezialmaschine geschieht, als Stegblechlochen. Der Tarif ist erheblich einfacher als der des deutschen Trägerverbandes und stellt sich bei genauerem Vergleich etwas höher heraus.

Einige Angaben von Werkstattkosten bei Hochbauten

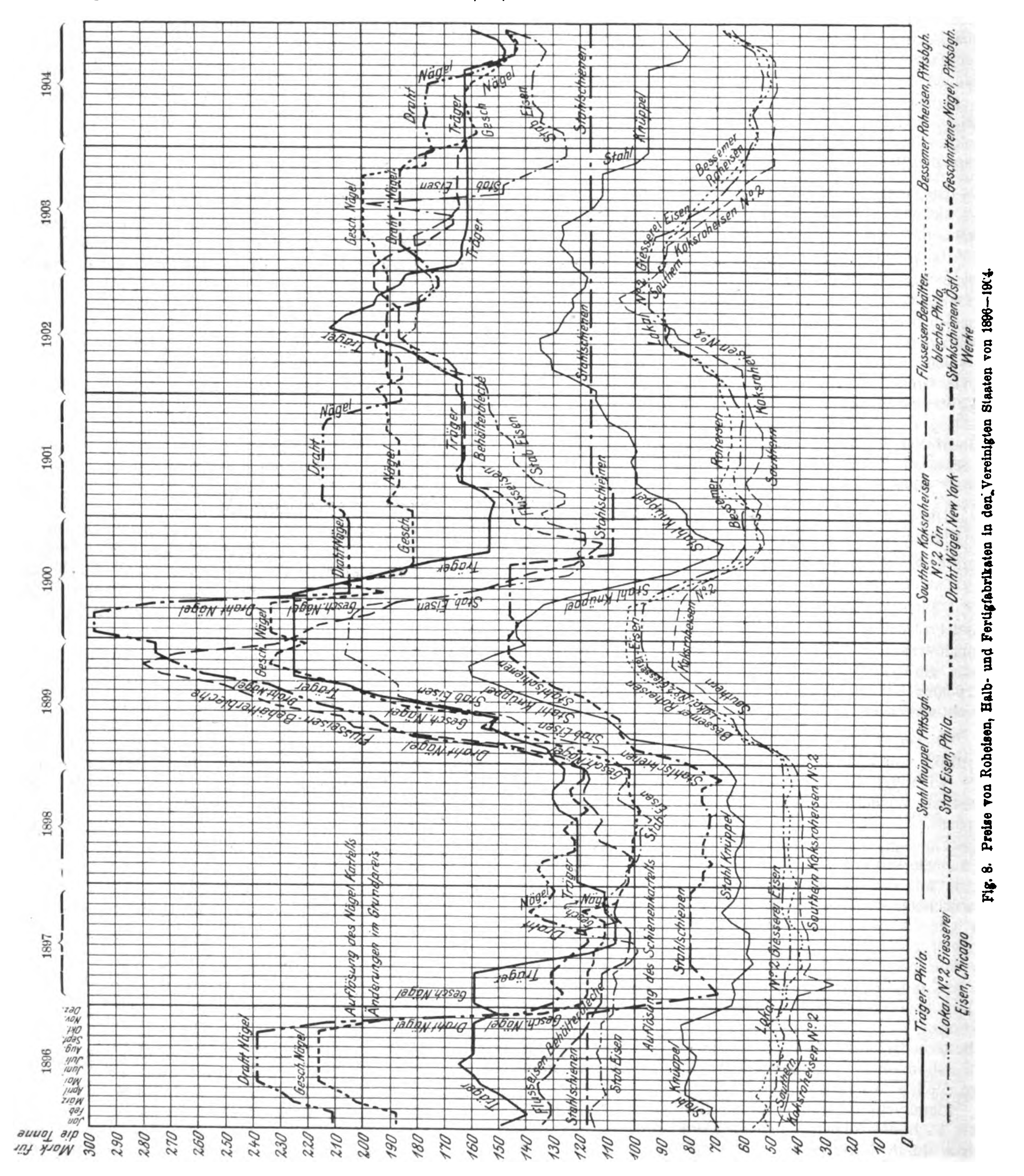


Fig. 8. Preise von Roheisen, Halb- und Fertigfabrikaten in den Vereinigten Staaten von 1896—1904.

Wie man sieht, kommt es bei diesen Preisen nicht auf die Zahl der Löcher und Schnitte an, sondern auf die Zahl der Operationen. Der Preis erhöht sich nur,

findet man in dem Buch von *M. S. Ketchum* über Fabrikgebäude[8]) S. 309. Der Verfasser sagt dort:

„*Werkstattkosten:* Die Werkstattkosten von verschie-

denen Konstruktionsklassen ändern sich mit der Ausstattung und der Leistungsfähigkeit der Werkstatt, der Zahl gleicher Stücke, der Uebung der Arbeiter in der besonderen Konstruktionsart und mit der Höhe der Löhne. Die unten angegebenen Kosten sind durchschnittliche für eine Werkstatt von etwa 1000 t monatlicher Leistungsfähigkeit *(Herzog-Gillette Brückenwerke, Minneapolis-Werk der American Bridge Co.)*, die Fabrikbauten als Spezialität ausführt. Die angegebenen Kosten sind basiert auf einer Stundenausgabe von 40 cts. (1.70 M.) für die Stunden, die für die Fertigstellung der Lieferung wirklich verbraucht werden. Diese Angabe soll sowohl die Unkosten der Leitung, des Betriebes und der Unterhaltung, als auch die der Löhne decken. Die Kosten der Leitung in einem kleinen Werk, wie dem betrachteten, sind sehr klein, aber in einem grossen Betrieb können sie bis zu 35—40 v. H. aller übrigen Unkosten betragen. Aus diesem Grunde können kleine Eisenkonstruktionswerkstätten leichte Konstruktionen oft mit geringeren Unkosten herstellen, als die grossen Anstalten.

Die angegebenen Preise sind die durchschnittlich von den Vertretern der obigen Werkstatt benutzten und sind zum grössten Teil durch Nachkalkulation kontrolliert.

Säulen: In Mengen von wenigstens sechs sind die Werkstattkosten für Säulen etwa die folgenden:

Aus 2 **C**-Eisen und 2 Platten oder 2 **C**-Eisen vergittert im Gewicht von 270—450 kg	65—75	M/t.
Aus 4 vergitterten Winkeln	75—103	„
Aus 2 **C**-Eisen und 1 **I**-Eisen oder 3 **C**-Eisen	61—84	„
Aus einzelnen **I**-Eisen oder Winkeln .	47	„
Aus **Z**-Eisen . . , ...	65—84	„
Einfache gusseiserne Säulen im Gewicht von 230—1130 kg in Mengen von wenigstens 6 Stück	70—140	„

Dachbinder. Für Mengen von wenigstens 6 Stück sind Kosten von normalen Dachbindern, bei denen Stäbe rechtwinklig abgeschnitten sind, ungefähr:

Für Binder im Gewicht von je 450 kg	108—117	„
Für Binder im Gewicht von je 680 kg	84—94	„
Für Binder im Gewicht von je 1130 kg	70—80	„
Für Binder im Gewicht von je 1590 bis 3400 kg	56—70	„
Für Binder mit Gelenkknotenpunkten mehr als für genietete	9—19	„
Blechträger für Kranträger und Decken kosten der Werkstatt je nach Gewicht, Einzelheiten und Anzahl an Arbeit .	56—117	M/t.

[8]) *M. S. Ketchum,* Steel Mill Buildings 1904, Engineering News Publishing Co.

Augenstäbe kosten an Werkstattarbeit verschieden je nach Querschnitt und Länge des Stabes und der Anzahl von gleichen Stäben. Im Durchschnitt kosten:

Stäbe 3″ . $^3/_4$″ (76 × 19 mm) und schwächer . . , ...	112—173	M/t.
Für grössere Lieferung von Stäben $2^1/_2$″ . $^3/_4$″ und 3″ . $^3/_4$″ mit wenig verschiedenen Profilen 5—9 m lang kann man etwa einsetzen	112	„
Starke Stäbe in grossen Längen und grösseren Mengen können hergestellt werden zu	51—70	„

Werkzeichnungen. Die Kosten der Werkzeichnungen von Hochbauten schwanken nach Art der Arbeit und der Gewichtsmenge, die nach einer Zeichnung hergestellt werden kann, so dass man bei diesen Kosten schwer verallgemeinern kann. Das Folgende wird immerhin eine Idee der Grössenordnung der Werkzeichnungskosten geben:

Förderanlagen für Bergwerke	19—28	M/t.
Dächer von Kirchen und Gerichtsgebäuden mit Kehlen und Graten	28—37	„
Gewöhnliche Fabrikgebäude	9—19	„

Aufstellungskosten. Mit gelernten Arbeitern zu 3,50 Doll. (14,88 M.) und gewöhnlichen zu 2 Doll. (8,50 M.) auf den Tag von 9 Stunden.

Kleine Gebäude mit genieteten Bindern und sonst geschraubten Verbindungen	47	M/t.
Kleine Gebäude mit Schraubenverbindungen für das Feld	23—28	„
Schwere Maschinenfabriken genietet inkl. Anstrich, aber ohne Lieferung der Farbe	40—42	„

Eisenpreise.

Der Gesamtpreis einer Eisenkonstruktion ist natürlich aus den obigen Kostenbeträgen, dem Geschäftsgewinn, den Handlungsunkosten und den Kosten des Rohmaterials zusammenzusetzen. Für die Abschätzung des letzteren Kostenanteils möge noch die graphische Tabelle Fig. 8 des „Iron Age“ vom 12. Januar 1905 hier Platz finden, die die Preisschwankungen von Roh- und Fertigeisen von 1896—1905 darstellt. Man sieht an den Kurven deutlich den Einfluss der Kartelle und Trusts auf die Preisbildung und man erkennt sofort die Hochkonjunkturen von 1900 und 1902, als die Einführung deutschen Walzeisens in die Vereinigten Staaten trotz der hohen Zölle mit Gewinn möglich war. (Fortsetzung folgt.)

Die Kraftmaschinen und Dampfkessel auf der Weltausstellung in Lüttich 1905.

Von **Fr. Freytag**, Chemnitz.

(Fortsetzung von S. 600 d. Bd.)

1. Société anonyme des ateliers Carels frères in Gand.

Wie schon eingangs bemerkt, ist der von der obigen, im Bau von Dampfmaschinen hinlänglich bekannten Firma ausgestellte *dreizylindrige Dieselmotor* von 500 PS Nennleistung vom technischen Standpunkt aus als interessantester Gegenstand der Maschinenhalle zu bezeichnen. Die äussere Ansicht des Motors zeigt Fig. 1; er hat Zylinder von je 560 mm Durchmesser für 750 mm Hub und läuft normal mit 150 minutlichen Umdrehungen.

Die drei Kurbeln sind um 120° gegeneinander versetzt auf der Schwungradwelle befestigt. Jeder Zylinder kann eine Höchstleistung von 175 PS_e im Dauerbetriebe entwickeln.



Fig. 2 zeigt einen senkrechten Schnitt des Motors, Fig. 3 die Brennstoffpumpe, Fig. 4 und 5 lassen das

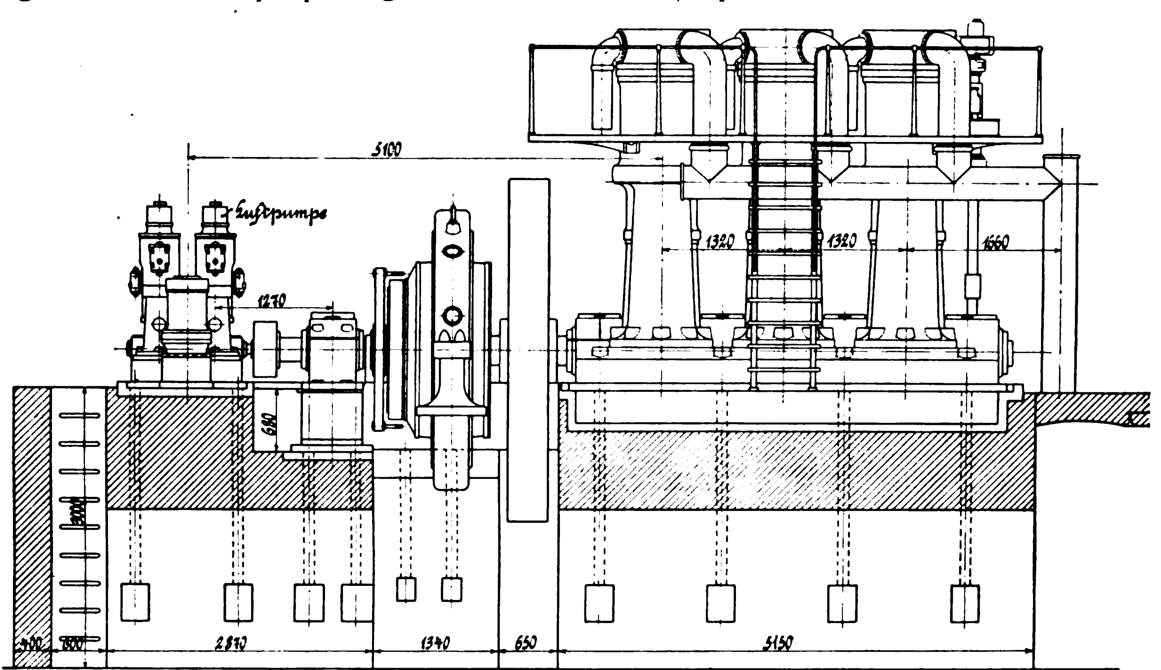


Fig. 1. 500 PS. Diesel-Motor von Carels frères.

Brennstoffventil, Fig. 6 und 7 das Einlassventil für die Verbrennungsluft sowie die Kolbenschmierung, Fig. 8 das Auspuffventil und Fig. 9 das Anlassventil des Motors erkennen.

Die Arbeitsweise des *Diesel*-Motors darf aus früheren Veröffentlichungen als bekannt vorausgesetzt werden (D. p. J. 1903, **318**, S. 760 u. ff.); seine heutige Bauart — in konstruktiver Hinsicht — ist das Ergebnis zahlreicher, seit einer Reihe von Jahren unter Aufwendung bedeutender Mittel durchgeführter Versuche.

Die mit eingesetzten Laufbüchsen für die Arbeitskolben versehenen drei Zylindergestelle stützen sich auf einen mit den vier Traglagern der Kurbelwelle von je 280 mm Durchmesser und 650 mm Länge aus einem Stück gegossenen Rahmen. Auf der Schwungradseite ruht die Kurbelwelle noch in einem Aussenlager von 260 mm Durchmesser und 650 mm Länge. Die mit je drei Schmierringen ausgerüsteten Lager haben gusseiserne mit Weissmetall ausgefütterte Schalen.

Besondere Sorgfalt ist auf eine übersichtliche und beständige Schmierung sämtlicher Einzelteile des Motors sowie auf Rückgewinnung des benutzten Schmieröles verwendet. Die drei Kurbelzapfen werden durch Zentrifugal - Schmierringe mit Oel versorgt.

Die *Schubstangen* sind aus geschmiedetem Stahl hergestellt und mit zweiteiligen Köpfen aus Messing am Kolben- bezw. Kurbelende verschraubt. Die ebenfalls zweiteiligen Schalen des Kolbenzapfens von 200 mm Durchmesser und 320 mm Länge sind aus Phosphorbronze, diejenigen des Kurbelzapfens von 300 mm Durchmesser und 320 mm Länge aus Gusseisen mit Weissmetall-Futter gefertigt. Die Länge der Schubstangen lässt sich in bekannter Weise durch Einlegen eines Zwischenstückes zwischen Stange und Köpfen verändern.

Die *Kolben* tragen je acht gusseiserne Dichtungsringe und werden einen Hub um den anderen durch *Mollerup*-Pumpen geschmiert, die das Oel zwischen dem ersten und zweiten Dichtungsring an zwölf Stellen in den Zylinder drücken.

Die senkrecht in die Zylinderdeckel eingebauten Aus-

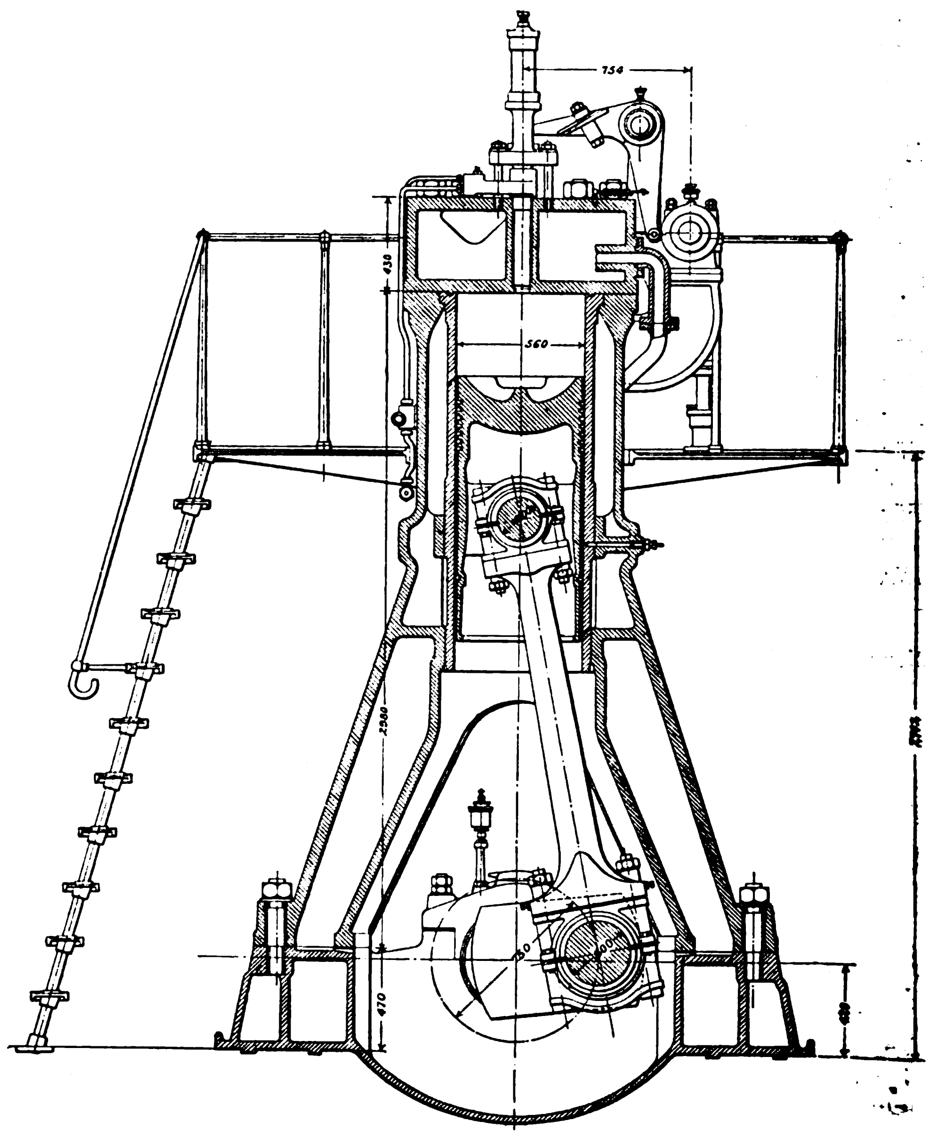


Fig. 2. 500 PS. Diesel-Motor von Carels frères.

puffventile sind, wie auch die Auspuffkanäle und die Zylinder nebst Deckel, von Kühlmänteln umgeben; das abfliessende Kühlwasser gelangt in einen Trichter, so dass sich seine Temperatur jeden Augenblick messen lässt. Die Steuerung sämtlicher Ventile erfolgt zwangläufig mittels unrunder Scheiben einer in sechs an den Zylindergestellen angegossenen Konsollagern geführten gemeinsamen Steuerwelle, die mittels Schraubenräder von der Kurbelwelle derart bewegt wird, dass sie nur halb soviel Umdrehungen wie die letztere ausführt. Der zum Brennstoffventil gehörige Steuerhebel ist zweiteilig (Fig. 4 und 5), so dass die Auswechslung eines solchen Ventils ohne Entfernung der Steuerwelle möglich ist.

Das *Anlassen des Motors* erfolgt durch Druckluft von 50 atm Spannung, die mittels einer besonderen, in Nähe des Motors aufgestellten Luftpumpe (s. Fig. 1) in zwei Behältern von 400 l Inhalt aufgespeichert wird.

Zur Herbeiführung eines möglichst gleichförmigen Ganges wird der Motor durch einen Achsenregler beeinflusst, dessen Geschwindigkeit sich von 145 bis auf 155 Umläufe in der Minute ändern lässt. Die grösste Geschwindigkeitsänderung, die beim plötzlichen Ausschalten sämtlicher Widerstände des vollbelasteten Motors eintritt, beträgt 2 v. H. Es lässt sich dieser Betrag für jede mögliche Geschwindigkeit des Motors durch Verlegung des Angriffspunktes von Gegengewichtsfedern bezw. durch Spannungsänderung derselben mittels Handrades erreichen, so dass selbst in solchen Fällen, wo der Motor zum Betreiben von Dynamos für Licht- und Kraftzwecke dient, ein genügender Grad von Gleichförmigkeit in der Bewegung erzielt wird.

Der Regulator wirkt auf das Saugventil der Brennstoffpumpe in der Weise ein, dass dasselbe je nach der Geschwindigkeit des Motors während des Druckhubes längere oder kürzere Zeit offen gehalten wird.

Durch eine selbsttätige Ausrückvorrichtung wird der Motor bei Ueberschreitung einer gewissen Geschwindigkeit — im vorliegenden Falle 160 Umläufe in der Minute — zum Stillstand gebracht. Es erfolgt dies, wie Fig. 3 erkennen lässt, durch eine mit steilem Gewinde versehene Stange, die beim Vorspringen einer am Regler angebrachten Nase derart gedreht wird, dass das Saugventil dauernd offen bleibt. Durch Handhebel kann die Maschine wieder eingerückt werden.

Die in Bewegung befindlichen Teile des Regulators und der Pumpe sind von einem mit Oel angefüllten Gehäuse umgeben. Behufs bequemer Zugänglichkeit der Steuerungsteile ist am Motor eine mittels Treppe erreichbare Bühne angebracht.

Die bereits genannte *Luftpumpe* besteht aus zwei *dreistufigen Kompressoren* mit Differentialkolben; sie kann entweder, wie in Fig. 1 ersichtlich, unmittelbar mit der Motorwelle gekuppelt oder aber auch von einem besonderen Elektromotor angetrieben werden. Die in dem Niederdruck- und Mitteldruckzylinder verdichtete Luft gelangt zunächst jedesmal erst in einen Zwischenbehälter, um hier durch Wasserkühlung auf niedere Temperaturen gebracht zu werden, bevor sie, behufs weiterer Verdichtung, in den nächsten Zylinder eintritt.

An dem vorstehend beschriebenen *Diesel*motor hat *Michael Longridge* Leistungsversuche usw. angestellt und hierbei den Petroleumverbrauch bei voller Belastung zu 206 g, bei halber Belastung zu 209,8 g für 1 PS_e/Std., den thermischen Wirkungsgrad der Maschine zu 39,6 bezw. 44,9 v. H. ermittelt. Letztgenannte Werte erscheinen ganz aussergewöhnlich hoch! Auf der Ausstellung ist der Motor mit einer Dynamo der *Société Belge d'Electricité, auciennement W. Lahmeyer in Brüssel* unmittelbar gekuppelt.

Die von *Carels frères* ausgestellte, mit einer Dynamo

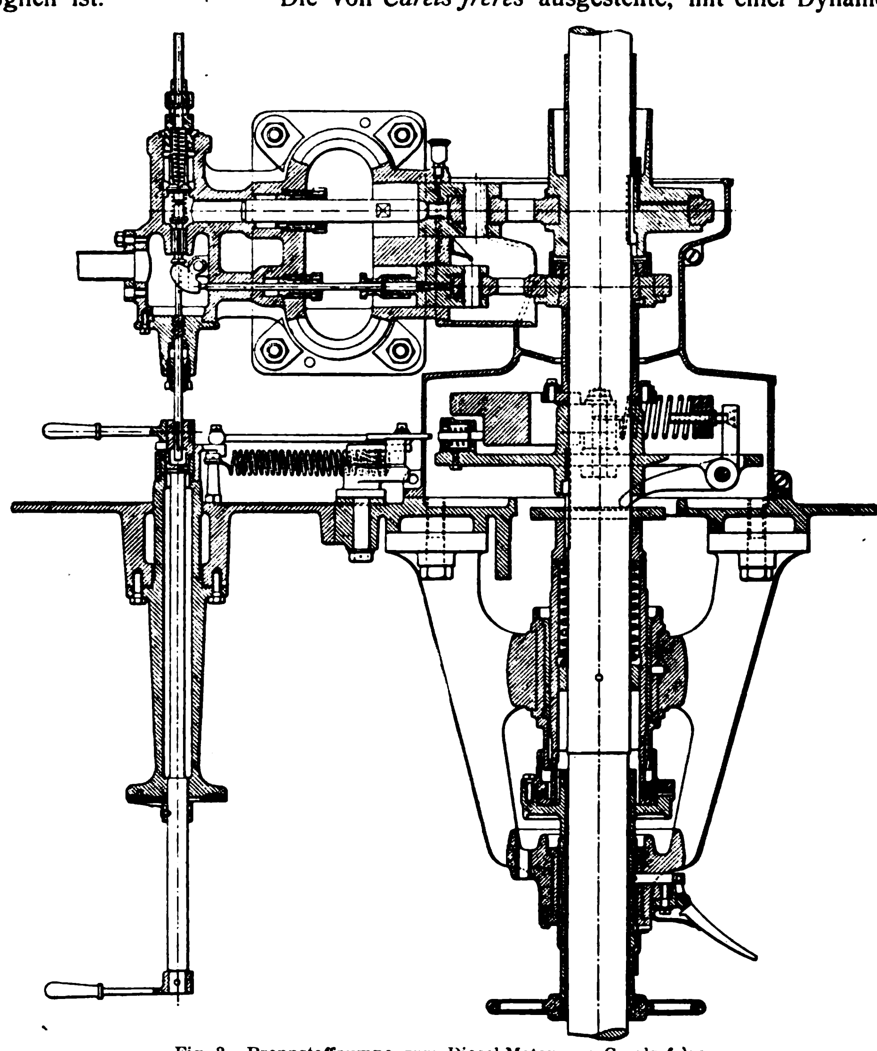


Fig. 3. Brennstoffpumpe zum Diesel-Motor von Carels frères.

der *Société anonyme des ateliers de constructions Electriques in Charleroi* unmittelbar gekuppelte, liegende *Tandem-Verbundmaschine* mit Kondensation von 600 PS_e zeigen Fig. 10 bis 12; sie hat Zylinder von 575 bezw. 900 mm Durchmesser für 950 mm Hub und läuft normal mit 110 minutlichen Umdrehungen. Zur Steuerung des Hochdruckzylinders der Maschine dient ein der bekannten auslösenden *Sulzer*-Steuerung nachgebildeter Mechanismus. Der aktive Mitnehmer *a* (Fig. 12) schwingt um einen Zapfen *m* am äussersten Ende der Exzenterstange und gleichzeitig mittels Gegenlenkers um den Drehpunkt *n* des Ventilhebels *b*, auf dessen äusseres, mit einer Stahlplatte vernietetes Ende er bei seiner Abwärtsbewegung mit geringer Geschwindigkeit auftrifft; indem er dasselbe bei seiner Weiterbewegung mitnimmt, wird das Einlassventil geöffnet. Dies dauert so lange, bis der andere, wagerechte Schenkel des winkelförmigen Mitnehmers *a* mit der von einem *Porter*-Regulator eingestellten Rolle *c* zusammentrifft, worauf das Ventil unter Mitwirkung eines

Luftpuffers auf seinen Sitz zurückfällt. Zufolge der Lage der Rolle *c* wird ihre Berührung mit dem wagerechten Schenkel des aktiven Mitnehmers früher oder später erfolgen, womit veränderliche Füllungen — von 0 bis 75 v. H. des Kolbenhubes — erreicht werden.

Das Auspuffventil wird durch zwei Stützhebel von

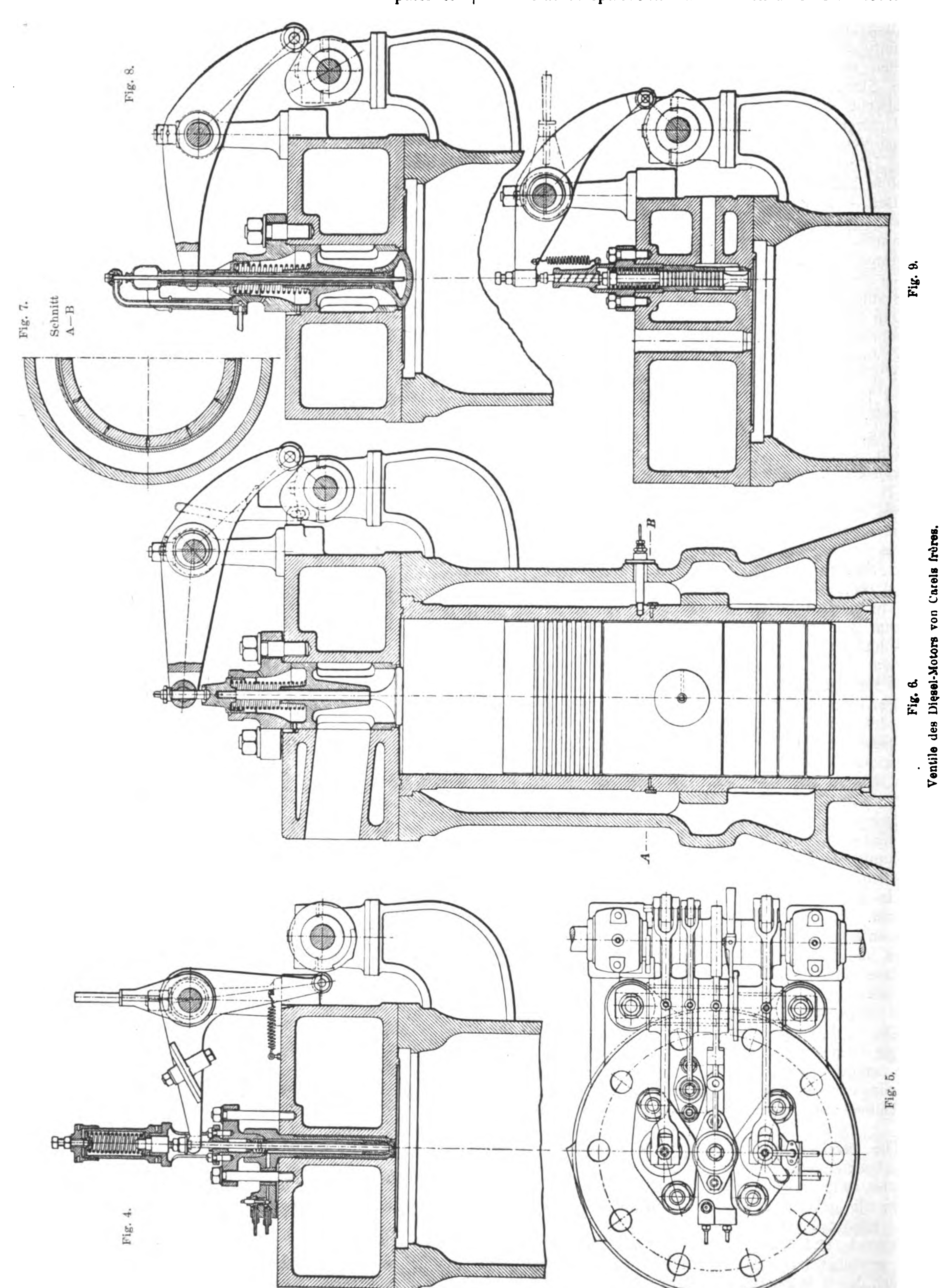


Fig. 6.
Ventile des Diesel-Motors von Carels frères.

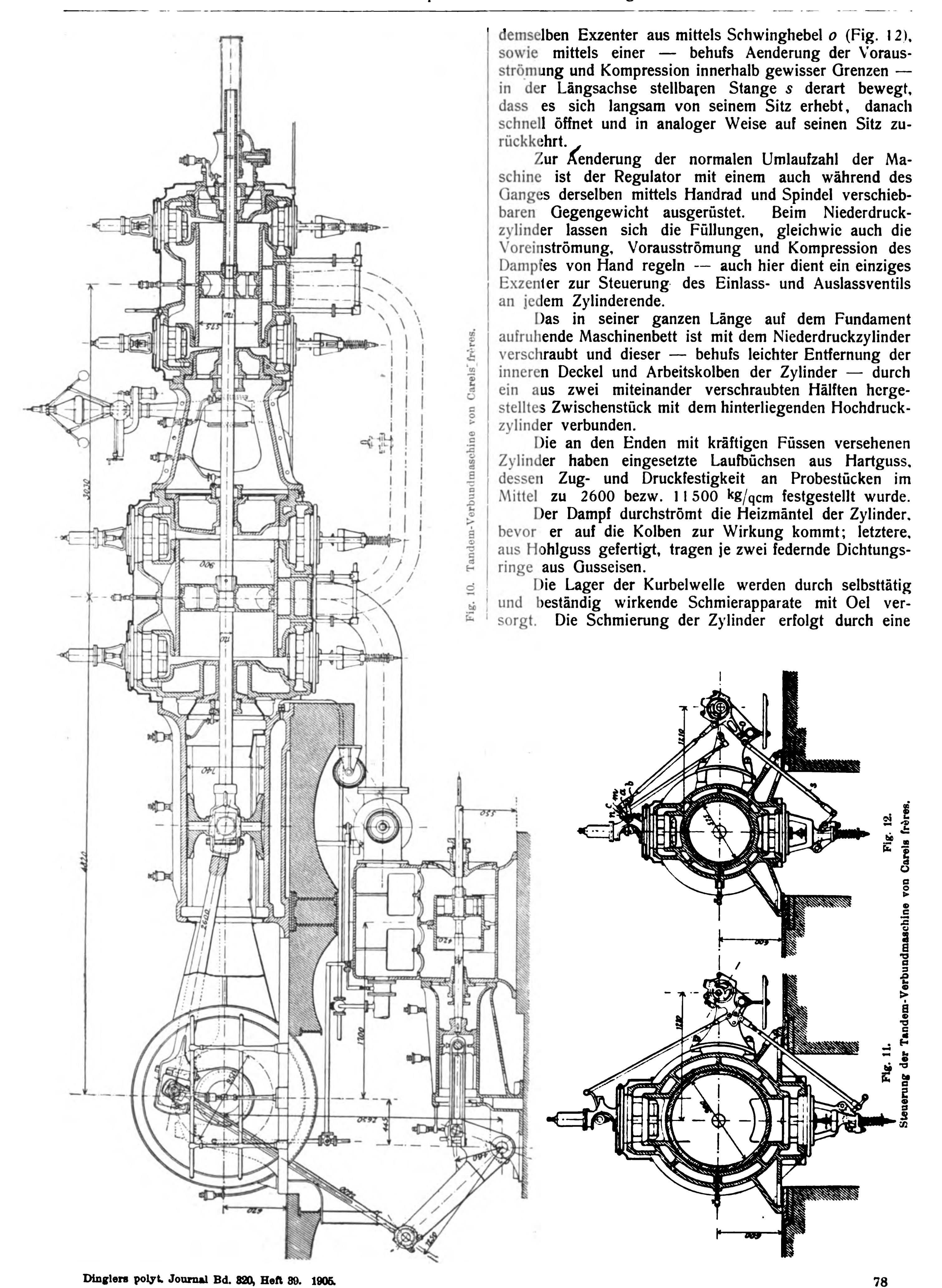


Fig. 10. Tandem-Verbundmaschine von Carels frères.

Fig. 11. Fig. 12. Steuerung der Tandem-Verbundmaschine von Carels frères.

demselben Exzenter aus mittels Schwinghebel *o* (Fig. 12), sowie mittels einer — behufs Aenderung der Vorausströmung und Kompression innerhalb gewisser Grenzen — in der Längsachse stellbaren Stange *s* derart bewegt, dass es sich langsam von seinem Sitz erhebt, danach schnell öffnet und in analoger Weise auf seinen Sitz zurückkehrt.

Zur Aenderung der normalen Umlaufzahl der Maschine ist der Regulator mit einem auch während des Ganges derselben mittels Handrad und Spindel verschiebbaren Gegengewicht ausgerüstet. Beim Niederdruckzylinder lassen sich die Füllungen, gleichwie auch die Voreinströmung, Vorausströmung und Kompression des Dampfes von Hand regeln — auch hier dient ein einziges Exzenter zur Steuerung des Einlass- und Auslassventils an jedem Zylinderende.

Das in seiner ganzen Länge auf dem Fundament aufruhende Maschinenbett ist mit dem Niederdruckzylinder verschraubt und dieser — behufs leichter Entfernung der inneren Deckel und Arbeitskolben der Zylinder — durch ein aus zwei miteinander verschraubten Hälften hergestelltes Zwischenstück mit dem hinterliegenden Hochdruckzylinder verbunden.

Die an den Enden mit kräftigen Füssen versehenen Zylinder haben eingesetzte Laufbüchsen aus Hartguss, dessen Zug- und Druckfestigkeit an Probestücken im Mittel zu 2600 bezw. 11500 $^{kg}/_{qcm}$ festgestellt wurde.

Der Dampf durchströmt die Heizmäntel der Zylinder, bevor er auf die Kolben zur Wirkung kommt; letztere, aus Hohlguss gefertigt, tragen je zwei federnde Dichtungsringe aus Gusseisen.

Die Lager der Kurbelwelle werden durch selbsttätig und beständig wirkende Schmierapparate mit Oel versorgt. Die Schmierung der Zylinder erfolgt durch eine

von der Maschine aus bewegte doppeltwirkende Druckpumpe. Allen übrigen bewegten Teilen der Maschine wird das nötige Schmiermaterial durch leicht zugängliche einstellbare Oelvasen mit sichtbarer Tropfenbildung zugeführt.

Schwungradlager und Kreuzkopfführung der Maschine sind mit Mänteln für Wasserkühlung zusammengegossen. Der Kondensator mitsamt der zugehörigen doppeltwirkenden Luftpumpe von 420 mm Durchmesser und 350 mm Hub befinden sich unter Maschinenflur. Die Pumpe wird von dem Kurbelzapfen aus mittels Schubstange und Schwinghebel betrieben. (Fortsetzung folgt.)

Schnellbetrieb auf den Eisenbahnen der Gegenwart.

Von Ingenieur **M. Richter,** Bingen.

(Fortsetzung von S. 607 d. Bd.)

8. Die *Schnellzuglokomotive der New York-Zentralbahn* (Fig. 12) stammt aus dem Jahre 1901; sie ist in Schenektady gebaut. Ihren grossen Abmessungen entsprechen ihre Leistungen bezw. ihre gelegentlich gewünschten Fähigkeiten. Es bestehen zwanzig Stück dieser Art.

In der Hauptsache ist die Anordnung der Achsen, Rahmen, des Kessels, dieselbe wie bei der Lokomotive der englischen Nordbahn (Fig. 8), während die Zylinderanordnung dieselbe ist wie bei der vorhin besprochenen der französischen Staatsbahn (Fig. 11).

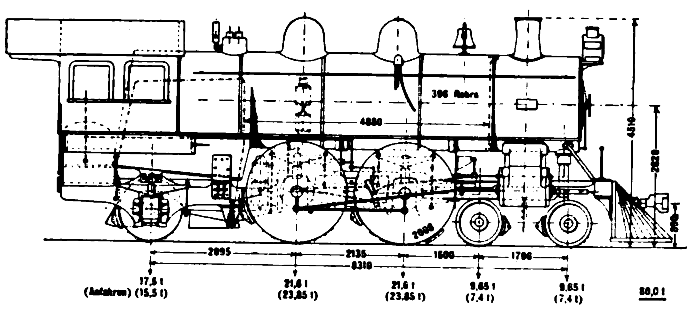


Fig. 12a. New Yorker-Zentralbahn.

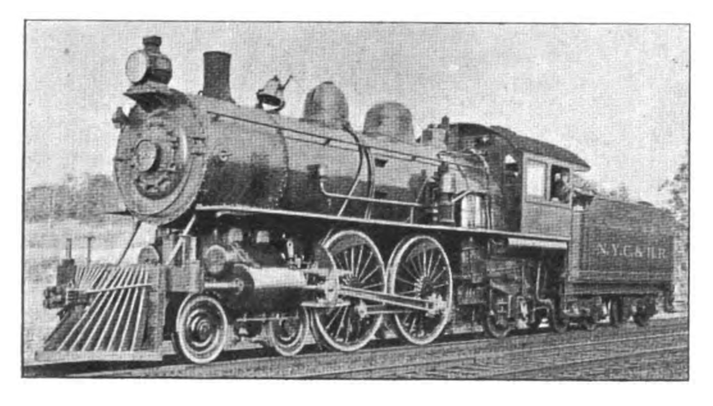


Fig. 12b. New Yorker-Zentralbahn.

Der gewaltige Kessel von 293 qm innerer (feuerberührter) Heizfläche liegt im Mittel 2,82 m über S. O., hat eine sehr grosse Rauchkammer und eine entsprechende grosse Feuerbüchse mit Schüttelrost und schräger Hinterwand. Das Feuergewölbe liegt auf Wasserröhren, die zur direkten Heizfläche von rund 16,8 qm noch 2,5 qm beitragen. Der Kessel ist zwar nicht nach wagon-top-Bauart, sondern zylindrisch, aber wie bei allen grossen Feuerbüchsen, fällt auch hier die schwach gewölbte innere Decke stark nach hinten ab.

Alle Räder, auch die Scheibenräder des Drehgestells, werden einseitig gebremst *(Westinghouse)*. Die Maschine hat grosse, innenliegende Kolbenschieber von folgenden Abmessungen:

			Voreilen		
Durchmesser	305	mm	bei grösster Füllung	0	mm
grösster Schiebeweg .	152,4	„	bei Halbfüllung . .	6,4	„
äussere Ueberdeckung	25,4	„	bei Viertelfüllung .	7.2	„
innere Ueberdeckung .	3,2	„			

Bewegt werden die Schieber mittels Zwischenwelle durch die *Stephenson*-Steuerung. Die Rahmen liegen natürlich innen und sind gewöhnliche Barrenrahmen; nur die Hinterachse hat aussenliegende Blechrahmen.

Da die drei Hinterachsfedern miteinander durch Längshebel verbunden sind, so ist das Ganze in drei Punkten gestützt. Der Sander geht vor beide Triebachsen, von denen durch eine 3,35 m lange Pleuelstange die hintere angetrieben wird. Der vierachsige Tender hat trotz dem Wasserschöpfer noch 19 cbm Inhalt.

Die Maschine ist ausgezeichnet durch einen sogenannten „Zugkraftverstärker", welcher an ihr zum ersten Male in dieser Form angewendet worden ist; er ist geschützt durch das Patent von *Pitkin* & *Sague* (Fig. 13).

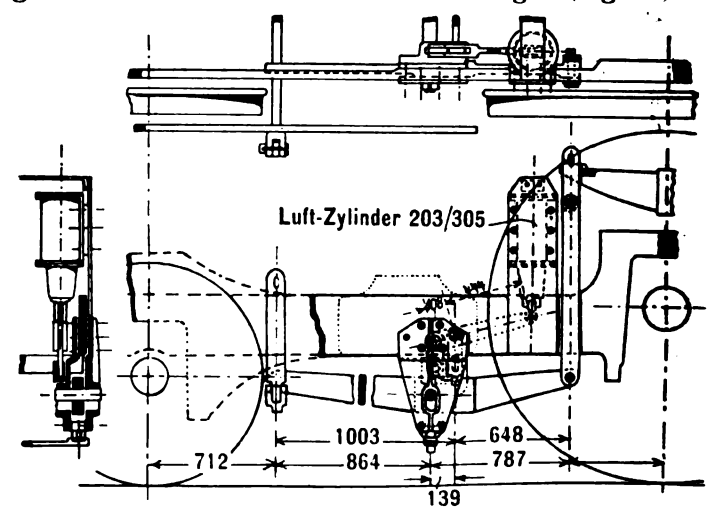


Fig. 13. Zugkraftverstärker der Lokomotive Fig. 12.

Zwischen der hinteren Lauf- und Triebachse ist über dem Ausgleichshebel beiderseits ein Luftzylinder angebracht, dessen Kolben an einem einarmigen Hebel angreift. In geringer Entfernung von den Drehpunkten sind die beiden ganz symmetrischen Hebel durch eine Querstange miteinander gekuppelt, welche an beiden Enden in kräftige Druckschneiden übergeht. Der Ausgleichshebel besitzt zur Aufnahme dieser Schneide auf der Oberkante eine Pfanne, und sein Auflagebolzen ist in einem Auge des Tragbockes senkrecht verschiebbar eingesetzt. Wird nun in die erwähnten Zylinder beiderseits Luft aus dem Bremsbehälter eingelassen, so senkt sich der Bewegung der Kolben und Hebel zufolge die Druckstange herunter, die Schneiden legen sich auf, und bei weiterer Senkung werden nun diese Schneiden, welche in einer Entfernung von 139 mm vor dem Drehpunkt des Ausgleichhebels liegen, zum Stützpunkt derselben und schieben den Auflagebolzen in dem Führungsauge abwärts, so dass an dieser Stelle kein Sitz mehr, sondern völlige Entlastung stattfindet. Der Drehpunkt des Hebels ist also um 139 mm vorwärts verschoben, und das Armverhältnis geändert. Dadurch wird aber nicht nur, weil nun die hintere Laufachse den längeren Hebelarm erhalten hat, die Belastung

derselben geringer, sondern auch, weil die hintere Reaktion näher zum Schwerpunkt gerückt ist, die vordere Reaktion, nämlich diejenige des Drehgestells, kleiner, indem die Lokomotive als Träger auf zwei Stützen zu betrachten ist. Die Folge ist also, dass die Laufachsen teilweise entlastet werden und die ihnen abgenommene Last auf die Triebachsen zur Vergrösserung der Adhäsion übertragen wird, und zwar durch blosse Verlegung des Drehpunktes des Ausgleichhebels zwischen Trieb- und Laufachse.

Durch diese ebenso einfache als sinnreiche Anordnung gelingt es, rascher anzufahren, indem, ohne Schleudern befürchten zu müssen, dauernd grösste Füllungen ausgenützt werden können, und ebenso vorteilhaft ist dieselbe beim Befahren von Steigungen.

Diese Anfahrvorrichtung liesse sich bequem auch an deutschen Lokomotiven verwenden, deren Zugkraft durch die bekannte Beschränkung des Achsdruckes auf 16 t ohnehin hinter Schloss und Riegel gehalten wird; noch schlimmer ist es in Oesterreich mit nur 14,5 t Achsdruck, so dass der Nutzen einer solchen Einrichtung dort sich mehr bemerklich machen könnte. In beiden Ländern würde bei Geschwindigkeiten bis vielleicht 50 km/St., wo die Gegengewichte noch keine fühlbare Schwankung des Raddruckes hervorbringen, und wo deshalb der Raddruck noch als „ruhend“ anzusehen ist, eine vorübergehende Erhöhung desselben für den Oberbau völlig schadlos sein. Der Zugkraftverstärker würde aber die Maschine durch Vermeidung des Schleuderns mit nachfolgendem Sanden wesentlich schonen und in allen Fällen eine höhere Anfahrbeschleunigung bewerkstelligen lassen. Das Gebiet der $^2/_4$-gekuppelten Maschine würde wesentlich erweitert, ebenso die Verwendbarkeit der $^1/_4$ - gekuppelten Schnellbahn-Lokomotive.

Die durch den Zugkraftverstärker gewonnene Vergrösserung der Triebachslast geht für jede Achse von 2,5 bis 3,5 t. Bei der Lokomotive der *New Yorker Zentralbahn* beträgt dieselbe im ganzen 4,5 t und die neue Lastverteilung ist in die Zeichnung (Fig. 12) in Klammern eingetragen; während der Benutzung des Verstärkers beträgt das Adhäsionsgewicht 47,7 t, ohne denselben 43,2 t. Letztere Grösse ist schon sehr bedeutend; trotzdem wurde noch ein Vorteil in der Anfahrvorrichtung erkannt und durch die täglichen Erfahrungen im Betrieb bestätigt.

Um die Stösse beim plötzlichen Ein- und Ausschalten zu vermeiden, könnte an Stelle der Druckschneidenauflage der Ausgleichhebel mit einer Taschenführung in seiner Längsrichtung versehen werden, in welcher sich der Bolzen dadurch verschiebt (statt sich sprungweise zu verlegen), dass derselbe den Endpunkt eines von dem Anlasskolben bewegten Winkelhebels bildet; um ferner zu gewährleisten, dass die Vorrichtung nur bis zu gewissen Geschwindigkeitsgrenzen gebraucht wird, also während der ersten Anfahrperiode, müsste die Zuleitung zum Anlasszylinder mit der Umsteuerung in zwangläufige Verbindung gebracht werden. (Patent von Prof. Dr. *Keller*, Karlsruhe, „Z. d. V. d. I.“ 1903, S. 877.)

Ueber die Leistungen dieser Maschinengattung ist folgendes zu berichten:

Die grösstmögliche Dauerleistung von 1830 PS wird selten beansprucht. Die Maschine ist, wie auch die modernen anderwärts jetzt eingeführten grössten Maschinen, mit Rücksicht darauf konstruiert, dass sie ohne Vorspann die schwersten Züge bewältigt, die Fahrzeit hält und, wenn nötig, Verspätungen einholt. Zu diesem Zweck ist der Kessel so gross bemessen, dass die Lokomotive Beanspruchungen gewachsen ist, welche um 50 v. H. über den gewöhnlichen liegen; ihre gewöhnliche Dauerleistung beträgt daher rechnungsmässig nur rund 1200 PS, also nur etwa 4 PS/qm., und gerade darauf ist ihre ergiebige Kraftreserve zurückzuführen. Die Leistung im täglichen Betrieb schwankt auch tatsächlich zwischen 1100 und 1300 PS.

Den Zug 11 beförderte die Lokomotive von New-York nach Albany, 230 km, in 3 Stdn. 7 Min. ohne Halt, d. h. mit 73,8 km/St. durchschnittlich. Die Belastung des aus 13 Wagen bestehenden Zuges von 52 Achsen (2 Post-, 1 Gepäck-, 1 Buffet-, 2 Schlaf-, 3 Salon-, 1 Speise- und 3 gewöhnliche Wagen) war 685 t h. T., also das zwei- bis dreifache Gewicht der europäischen Schnellzüge; einschliesslich Lokomotive von 130 t Gewicht wog der Zug 815 t.

Auf dieser Fahrt wurden Indikatordiagramme genommen, welche bis 1452, im Mittel 1250 PS zeigten; die auf leichten Gefällen erreichte Höchstgeschwindigkeit war 101 km/St.

Bei einigen ebenso schnell fahrenden Zügen geht manchmal die Zugslast bis 19 Wagen.

Dieselbe, 230 km lange Strecke New-York—Albany wurde von dem „Empire State Express“ mit 4 Wagen = 208 t h. T. in 2 Stdn. 40 Min. durchfahren, d. h. mit durchschnittlich 86,3 km/St. Dabei war die Höchstgeschwindigkeit 120 km/St. mit der indizierten Leistung von 1323 PS.

Das Profil dieser Strecke ist im allgemeinen günstig; nur sind gegen die Stationen jeweils von beiden Seiten her Steigungen von 1 : 150 bis 1 : 200 vorhanden.

Die Fahrzeiten des „Empire State Express“ sind auf der Strecke New-York—Buffalo folgende:

New-York—Albany	230,0 km	2 St.	40 Min.	86,3 km/St.
Albany—Utica	152,5 „	1 „	39 „	92,4 „
Utica—Syracuse	85,6 „	1 „	2 „	82,8 „
Syracuse—Rochester	129,4 „	1 „	24 „	92,4 „
Rochester—Buffalo	110,1 „	1 „	20 „	82,6 „
New-York—Buffalo	706,6 km	8 St.	5 Min.	87,5 km/St.
einschl. 10 Min. Aufenthalt		8 „	15 „	85,6 „

Mit denselben Geschwindigkeiten fährt der seit 15. Juni 1902 laufende „Twentieth Century Limited“, der dieselbe Zusammensetzung besitzt. Derselbe wird doppelt geführt; die eine Abteilung geht auf der 1465 km langen Strecke der Pennsylvania - Bahn über Philadelphia durch die Alleghenies, die andere genau gleiche über die 1575 km lange Strecke der New-Yorker Zentralbahn und der Lake Shore Michigan Southern den Hudson hinauf über Buffalo, beide in 20 Stunden. Für die letztere Strecke ergibt sich daraus eine mittlere Reisegeschwindigkeit von rund 79 km/St., eine sehr gute Leistung auf einer Strecke von solcher Länge.

Seit 15. Juni 1905 wird aber mit diesem Zuge die Strecke in 18 Stunden zurückgelegt, d. h. mit 87,8 km/St. Dabei muss 28 mal langsam gefahren werden mit Rücksicht auf Strassenkreuzungen, Geleiskreuzungen, Brücken usw.; der Zug besitzt daher die grösste Reisegeschwindigkeit der Erde.

Am 14. Juli 1902 holte dieser Zug von Buffalo bis New-York 47 Minuten Verspätung ein. Dabei wurde die Strecke Buffalo—Syracuse, 240 km, in 2 Stdn. 25 Min., also mit 99,2 km/St. durchfahren, einschliessl. eines 2 Min. langen Aufenthalts in Rochester. Die Zugslast bestand ausnahmsweise aus 5 Wagen.

Mit einem andern Zug (No. 3) wurde am 15. Juni 1901 auf der Strecke Albany—Syracuse, 238 km, bei 3 Stdn. 30 Min. fahrplanmässiger Fahrzeit eine Verspätung von 21 Min. eingeholt, bei zweimaligem Halten (in Schenectady und Utica); die Reisegeschwindigkeit war daher 75,6 km/St. Die Zugslast war 15 Wagen = 700 t geschätzt.

Mit einem Zug (No. 15) von 9 Wagen = 460 t

h. T. wurde dieselbe Strecke, indem eine Verspätung von 42 Min. eingeholt wurde, in 2 Stdn. 53 Min., einschl. eines Haltens von 2 Min. in Utica, durchfahren; die reine Fahrgeschwindigkeit war daher 83,5 km/St.; infolge der langen Anfahrzeit war die Geschwindigkeit auf freier Strecke andauernd 97 km/St., trotz der hohen Zuglast.

Genau dieselbe Maschinengattung wurde für die *Michigan Zentralbahn* beschafft und hat auch dort schon Schnellfahrten beim Einholen von Verspätungen geleistet. So wurde ein Zug von 605 t h. T. im Dezember 1902 von Bridgeburg nach St. Thomas (Ontario), 190,0 km., in 2 Stdn. 7 Min. befördert, also mit durchschnittlich 89,7 km/St. —

Eine grosse Reihe von „Atlantic"-Lokomotiven ist seit einigen Jahren für die verschiedensten Bahnen Amerikas gebaut worden, die sich teilweise von der vorigen nur wenig unterscheiden. Bis auf die nicht immer so grossen Abmessungen ist der Aufbau im allgemeinen immer der gleiche. Der „Zugkraftverstärker" ist aber vorläufig nur bei wenigen angewendet.

Von den auffallendsten Formen seien noch erwähnt infolge ihrer Grösse:

9. *Die Schnellzuglokomotive der Chicago, Rock Island and Pacific Bahn,* gebaut von *Brooks* 1901, ist etwas leichter und schwächer als diejenige der New-Yorker Zentralbahn, hat aber höheren Dampfdruck und grössere Rost- und direkte Heizfläche, so dass ihre Verdampfungsfähigkeit wohl mit geringerem Kohlenverbrauch verknüpft ist. Der Kessel, nach der „extented wagon-top"-Bauart liegt sehr hoch; die hintere Laufachse ist Lenkachse, die im durchgehenden Hauptrahmen sitzt. Das Kopflicht der Maschine ist ein elektrischer Scheinwerfer, dessen Turbinendynamo sich zwischen Laterne und Kamin auf der Rauchkammer befindet (Fig. 14).

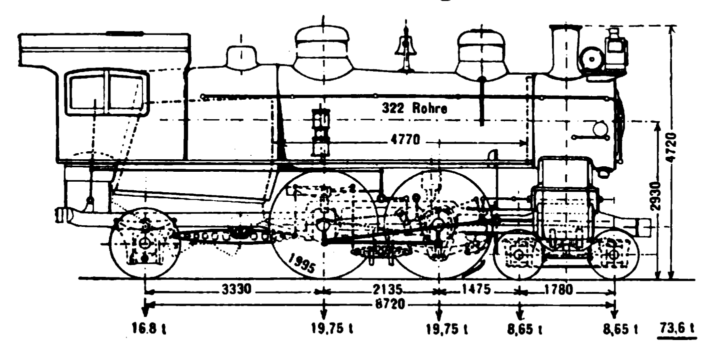


Fig. 14. Chicago, Rock Island and Pacific Bahn.

10. *Die Schnellzuglokomotive der Zentralbahn von New Jersey,* ebenfalls von *Brooks* 1901 erbaut, übertrifft nicht nur sämtliche europäischen Grössenbegriffe, sondern ist auch an äusserer Grösse sämtlichen amerikanischen Atlantics überlegen. Dies ist bedingt durch die Kesselhöhe von 2,96 m über S. O. und die riesige *Wootten*sche Feuerbüchse mit 7,6 qm Rostfläche, so dass der Führerstand in die Mitte des Langkessels gelegt ist. Die Rohrheizfläche ist durch die unmittelbare Heizfläche verkleinert, letztere dafür um so grösser und wirksamer. Zur Verfeuerung von Anthrazit-Staubkohle ist Schüttelrost vorgesehen. —

Sehr gross ist auch das Gewicht dieser Maschine mit rund 87 t, wovon rund 45 t auf die Triebachsen kommen. Unterbau, Maschine usw. sind wie bei der vorigen; also Drehgestell mit Wiege, hintere verschiebbare Achse, Federausgleich zwischen den drei Hinterachsen, daher Stützung auf drei Punkten (Fig. 15). Die Triebräder haben die für Amerika ungewöhnliche Höhe von 2,16 m.

Der sehr grosse Tender fasst 22,6 cbm Wasser und 12 t Kohle. — Ueber besondere Leistungen dieser aus drei Stück bestehenden Maschinengattung ist nichts bekannt geworden.

Zu den Obliegenheiten dieser Maschinen gehört auch die Beförderung des bekannten „Royal blue line"-Expresszuges New-York—Washington.

Eine ältere, kleinere, aber immer noch sehr ansehnliche Maschine von gleicher Bauart ist, 12 Stück an der Zahl, für die *Lehigh—Valley*-Bahn von den *Baldwinwerken*

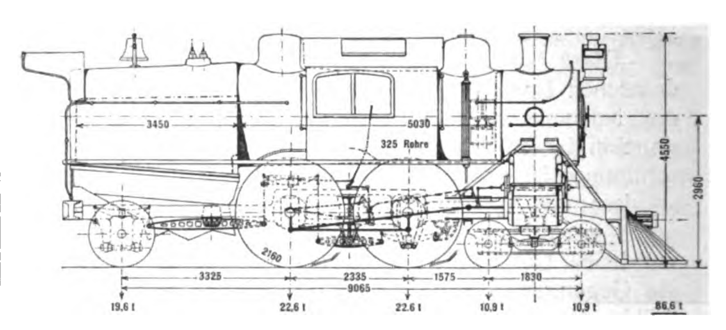


Fig. 15a. Zentralbahn von New Jersey.

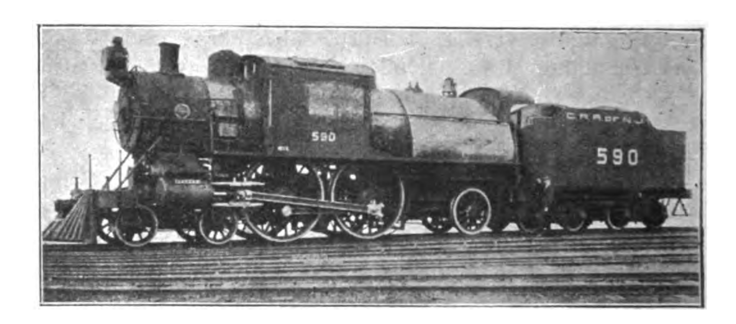


Fig. 15b. Zentralbahn von New Jersey.

gebaut worden, welche u. a. den bekannten „Black diamond"-Expresszug zu führen hat. Derselbe ist wie der vorhin genannte „Royal Blue Congressional" aus vier Palastwagen zusammengesetzt, im Gewicht von je 49 t.

Oefters ist es dieser Maschine gelungen, auf der 285 km langen Strecke Sayre—Buffalo 27 Min. Verspätung einzuholen, indem die Strecke einschl. 10 Min. Aufenthalt in zwei Stationen und dreimaligem Langsamfahren durch grosse Bahnhöfe in 2 Stdn. 59 Min. durchfahren wurde, d. h. mit 95,5 km/St. durchschnittlich. Bei solcher Gelegenheit wird die 74 km lange Strecke Alpine—Geneva in 38 Min., also mit 117 km/St. durchfahren, für ein Zuggewicht von 196 t h. T. nicht übel (ausschliessl. Nutzlast).

Die für eine Fahrt Sayre—Buffalo, 570 km, hin und zurück gebrauchte Kohlenmenge (Anthrazit-Staub) beträgt 9,9 t täglich im Durchschnitt, also 17,3 kg/km einschliessl. Anheizen. —

Diese Beispiele, denen noch sehr viele angefügt werden könnten, über die Fähigkeiten und die Ausgestaltung der $^2/_5$ gek. Lokomotive mit Zwillingsmaschine mögen genügen, und deshalb einige Muster von solchen mit Verbundmaschine betrachtet werden.

(Fortsetzung folgt.)

Vertikale „Gardner“-Petroleum- und Benzinmotoren für Schiffs- und stationäre Zwecke.

Die Tatsache, dass das mit einem 10 PS. *Gardner*-Motor der Firma *Bieberstein & Gödicke*, Hamburg, ausgerüstete Boot *„Cito“* sowohl am 30. Juni auf der Kieler Föhrde als auch am 1. Juli bei der Distanzfahrt Kiel—Travemünde den ersten Preis errungen hat, dürfte für die folgende Beschreibung von Konstruktion und Arbeitsweise dieses Motors erhöhtes Interesse hervorrufen.

Er ist speziell für Marinezwecke gebaut, und es ist daher bei ihm nicht wie bei Automobilmotoren auf die Gewichtsverminderung, sondern in weit höherem Masse auf die Gewichtsverteilung Wert gelegt. Das Gewicht beträgt, da alle Teile kräftig gehalten sind, etwa 25 kg für 1 PS.

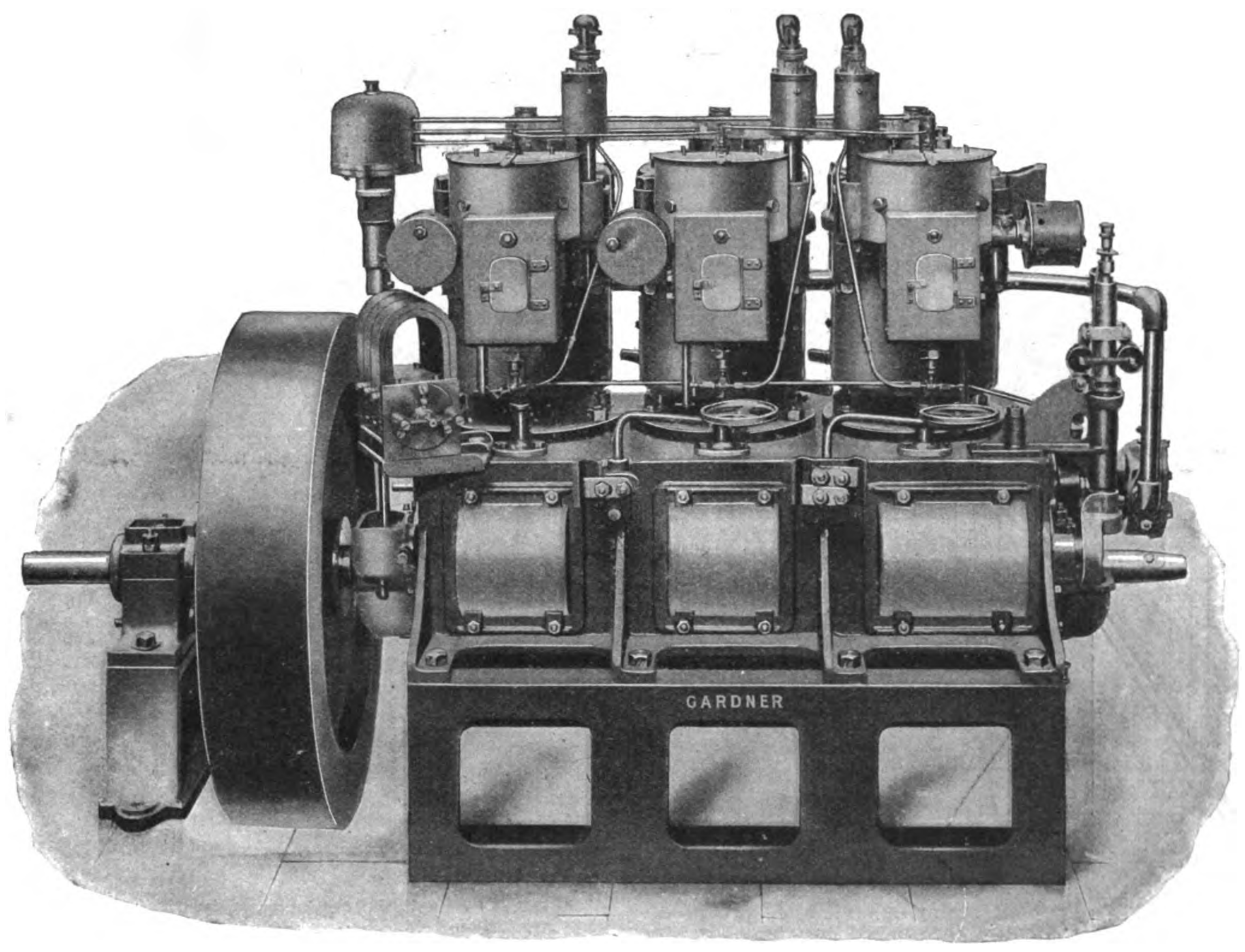


Fig. 1.

In unserer Fig. 1 ist ein 30 PS. Motor mit drei Zylindern in Aussenansicht dargestellt, der mit schwerem Schwangrad und Aussenlager für stationären Betrieb ausgerüstet ist. Fig. 2 gibt einen Längsschnitt durch einen zweizylindrigen Motor und Fig. 3 einen Querschnitt wieder.

Kein Einzelteil des ganzen Motors darf den Anspruch erheben, etwas an sich neues darzustellen; der Konstrukteur hat sich vielmehr von dem Bestreben leiten lassen, Bekanntes sorgfältig durchzubilden und es so zu gestalten, dass es seine jeweilige Aufgabe in möglichst vollkommener Weise zu erfüllen imstande ist. Sodann aber soll durch den Zusammenbau des Ganzen einerseits die Zugänglichkeit jedes einzelnen Teiles gewahrt, andererseits die Möglichkeit eines raschen Auseinandernehmens und leichter Reparatur geschaffen werden. Aus letzterem Grunde sind alle Packungen an den Dichtungsstellen vermieden, überall, sowohl beim Zylinderkopf gegen den Zylinder, als bei den Ventilgehäusen gegen den Zylinderkopf, dichtet Metall auf Metall. Das Gehäuse des Auspuffventils ist bedeutend grösser gehalten und reichlicher mit Wasserkühlung versehen, als das des Einlassventils, obgleich beide Ventile gleichen Durchmesser besitzen. Auf der Auspuffseite ist ausserdem der Kühlwassereintritt angeordnet. Beides bezweckt eine möglichst starke Kühlung des ganzen Auspuffs rings um das Ventil herum, während das Einlassventilgehäuse, dessen unterer Teil als Verdampfer dienen und möglichst heiss bleiben soll, ausschliesslich von oben und nur mässig gekühlt wird. Abnehmbare Klappen auf beiden Seiten des Kurbelgehäuses ermöglichen eine freie Zugänglichkeit der Kurbel- und Steuerwellen. Letztere können nach Abschrauben der Lagerdeckel leicht ganz herausgenommen werden. Ebenso können in einfachster Weise die beiden Seitenteile, welche die Endlager der Kurbelwelle tragen, ohne Schwierigkeit entfernt werden, worauf dann das ganze Kurbelgetriebe freiliegt.

Das Einlassventil wird, entgegen der sonst bei derartigen Motoren meist gebräuchlichen Anordnung ge-

steuert und die Regulierung geschieht mit Hilfe von Aussetzern. Es wird also das Ventil stets ganz geöffnet oder bleibt vollkommen geschlossen. Im letzteren Falle wird natürlich beim Zurückgehen des Kolbens ein Vakuum im Zylinder entstehen, das ein Aufsaugen der Ventile, ein Zurückströmen der verbrannten Gase und infolgedessen eine Bildung von russigen Niederschlägen auf Kolben und Zylinderwand hervorrufen könnte; das wird durch ein sogen. selbsttätig arbeitendes Schnarr- oder Schnüffelventil verhindert, das sich infolge des Vakuums im Zylinder entgegen dem Druck einer Feder öffnet und frische kühle Aussenluft einströmen lässt. Die Spindel des Einlassventils trägt am unteren Ende eine kleine Platte. Zwischen dieser und der Spitze des von der Steuerwelle aus betätigten Ventilhebezapfens befindet sich ein Gleitstück, das von einem mit dem Regulator in Verbindung stehenden Hebel geführt wird. Sobald nun der Regulator in Tätigkeit tritt, schwingt das Gleitstück aus, so dass das Einlassventil nicht geöffnet wird, sondern der Zylinder durch das Schnüffelventil nur Luft erhält, bis die Tourenzahl nachlässt und der Regulator zu arbeiten aufhört. Der Regulator ist ausser mit jenem Gleitstück mit dem Abreissmechanismus der Magnetzündung verbunden, wodurch ein früheres oder späteres Eintreten der Zündung erfolgt. Schliesslich ist noch durch Einschaltung einer von Hand verstellbaren, in das Regulatorgetriebe eingeschalteten Vorrichtung die Möglichkeit gegeben, den Motor beliebig rascher und langsamer laufen zu lassen. Diese Veränderung der Tourenzahl kann in sehr weiten Grenzen stattfinden.

So laufen die sogen. kleinen, zweizylindrigen Motoren von 5, $7^1/_2$, 10 und 15 PS mit höchstens 800 Umdrehungen in der Minute, die mittleren zwei- und dreizylindrigen von 20, 25 und 30 PS mit 600 und die grossen dreizylindrigen von 45 bis zu 200 PS mit 500. Diese Höchstgeschwindigkeiten können auf etwa 300 bis 200 Umdrehungen in der Minute erniedrigt werden.

Der Brennstoff wird den Motoren zwangsweise durch eine kleine Kolbenpumpe zugeführt, die von dem Hinterende der Auspuffsteuerwelle mittels Exzenters angetrieben wird. Sie saugt das Oel aus dem Haupttank an und drückt es in einen kleinen Behälter. Sobald in diesem der normale Druck überschritten wird, öffnen sich Rückschlagventile und lassen den Ueberschuss zu dem Haupttank zurückfliessen. Der Brennstoff wird nun durch Kupferröhrchen, von denen für jeden Zylinder eins vorgesehen ist, zum Teil den mit einstellbaren Nadelventilen versehenen Speise-Apparaten zugeführt, zum Teil gelangt er zu den Lampen, mit denen der Verdampferraum unter und hinter den Einlassventilen beständig erhitzt gehalten wird. Denn bekanntlich genügt bei Petroleum eine einfache Zerstäubung ohne Erhitzung nicht, um eine gleichartige Zusammensetzung des ganzen Brennstoffgemisches herbeizuführen, wie sie zu vollkommener Verbrennung erforderlich ist. Jene Erhitzung aber kann auf zweierlei Art einmal wie oben angedeutet mit Hilfe besonderer Lampen und sodann, wenn der Motor erst einmal in Betrieb ist, durch die Auspuffgase bewerkstelligt werden. Die letztere Möglichkeit erscheint zwar von vornherein verlockend einfach; ist doch mit ihr irgend ein besonderer Brennstoffverbrauch für die Erhitzung nicht verbunden. Aber man hat vielfach mit diesem Verfahren schlechte Erfahrungen gemacht, namentlich im Bootsbetriebe, was wohl darauf zurückzuführen ist, dass die von den fortwährenden Schwankungen in der Belastung und Tourenzahl des Motors abhängige Auspuffhitze viel zu unzuverlässig ist, als dass damit eine gleichmässige und vollkommene Vergasung erreicht werden könnte, ganz abgesehen davon, dass diese Verwendung der Auspuffhitze in ihrer Wirkungsweise durch Temperaturschwankungen der Aussenluft und Wind be-

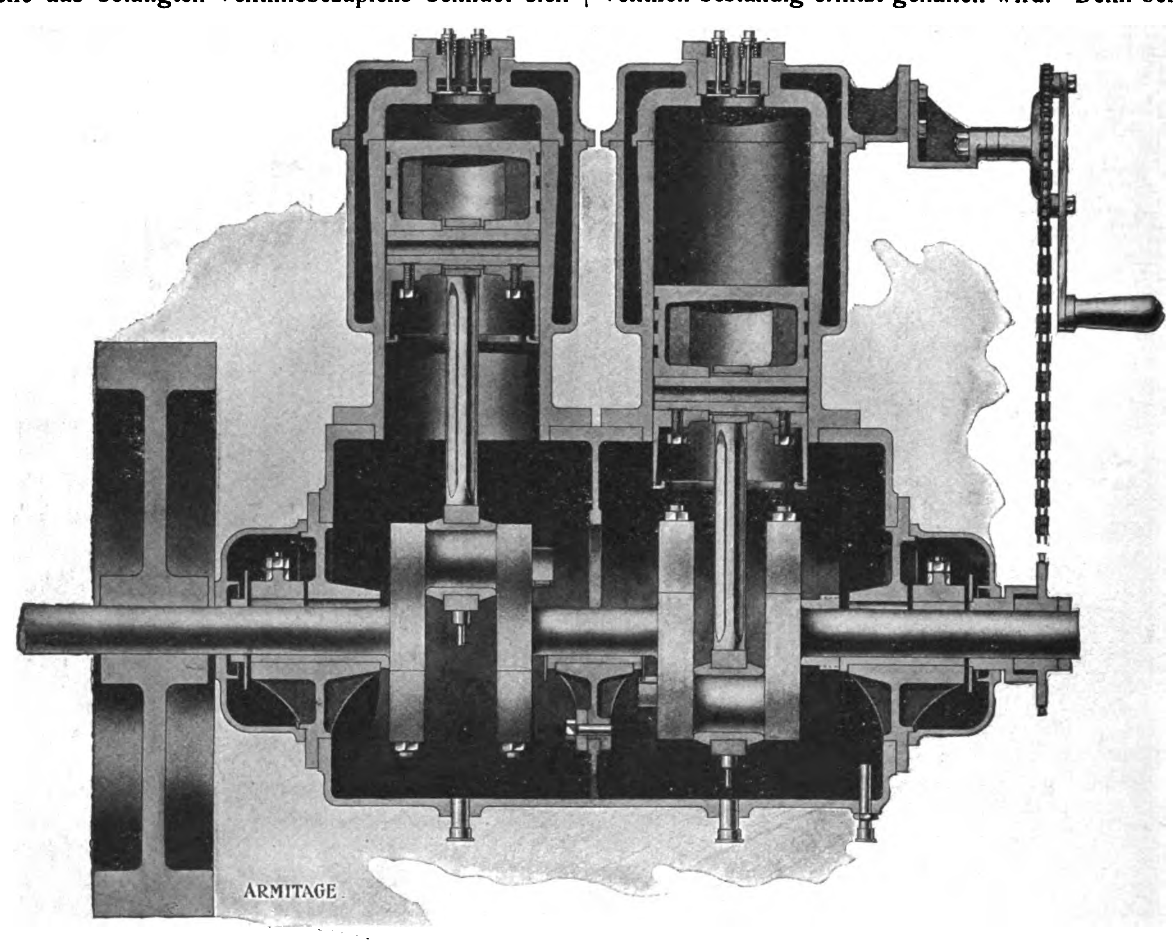


Fig. 2.

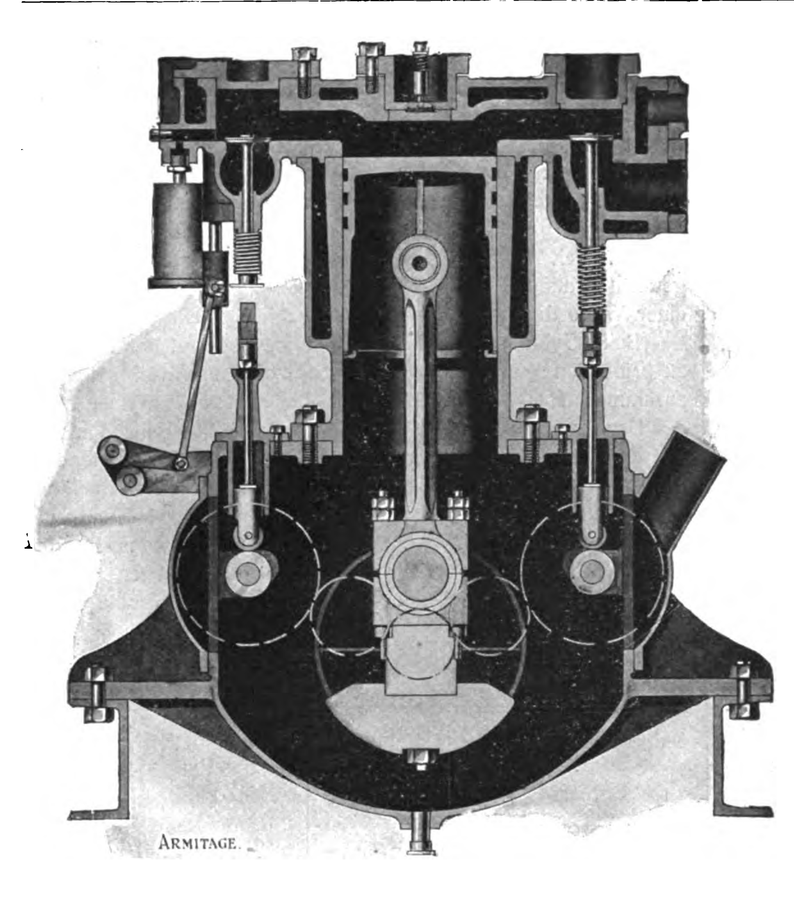


Fig. 3.

einflusst werden. Beim *Gardner*-Motor wurde deshalb die andere Art der Verdampfererhitzung durch eine besondere Lampe gewählt. Diese ist so konstruiert, dass sie sich nach dem Anzünden vollkommen selbstätig reguliert und keiner Wartung mehr bedarf.

Die oben erwähnten Schnüffel- oder Schnarrventile werden durch Beträufeln mit Wasser gekühlt, das tropfenweise dem Kühlwasserleitungsrohr oberhalb der Zylinder entnommen wird. Etwas von diesem Wasser gelangt mit in das Innere des Zylinders, wo es zerstäubt, dadurch zur Kühlung und Reinigung des Auspuffs beiträgt und, wie beim *Banki*-Motor, D. p. J. 1901, **316**, S. 570, bis zu einem gewissen Grade auch die Verbrennung der Ladung befördert. Dadurch ist es gelungen, den Petroleumverbrauch auf etwa 0,35 l für die Pferdekraftstunde bei den grösseren Typen herunterzubringen.

Erwähnenswert ist sodann noch die Kühlwasserpumpe, welche als Rotationspumpe ausgeführt und mittels Exzenter von der Steuerwelle der Auspuffventile angetrieben wird, ferner, dass die Kurbelzapfen mit einer besonderen Zentrifugalschmierung versehen sind, während alle übrigen arbeitenden Teile ihre Schmierung durch das Oelbad im Kurbelgehäuse erhalten und schliesslich, dass zum bequemen Anlassen des Motors eine durch einen Handhebel bewegte kleine Daumenwelle vorgesehen ist, welche ein Oeffnen der Auspuffventile und dadurch eine leichte Ueberwindung der Kompression ermöglicht. Die Andrehvorrichtung selbst besteht aus dem gewöhnlichen verstellbaren Kettenrad mit Freilauf.

Kleinere Mitteilungen.

Schmelzpunktbestimmung feuerfester keramischer Produkte.[1])

Der von *Heraeus* hergestellte elektrische Widerstandsofen aus reinem Iridium gestattet wegen des hohen Schmelzpunktes, den dieses Metall besitzt, Temperaturen über 2000° zu erreichen und genau zu regeln. Dieser Fortschritt ist im wissenschaftlichen Laboratorium der bekannten Platinschmelze von *W. C. Heraeus* auf Anregung von Dr. *Paul Jochum* in Karlsruhe dazu benutzt worden, um eine grosse Anzahl natürlicher und künstlicher feuerfester Massen auf ihren Schmelzpunkt und ihre Sinterungstemperatur zu untersuchen.

Dr. *Haagn*, der diese Arbeiten ausführte, benutzte dazu ein Iridiumrohr von 200 mm Länge und 40 mm lichter Weite, das etwa 2,0 mm Wandstärke besass und an beiden Enden mit 1,5 mm starken aufgelöteten Platinflanschen versehen war. Auf diese Platinflanschen waren mit Nickelschrauben breite, dicke Bänder aus weichem Silber befestigt, die ihrerseits endlich mit der Stromzuleitung, einer Anzahl biegsamer Kabel, verschraubt wurden.

Das Iridiumrohr war von einem zweiteiligen 60 mm weiten Rohr aus geschmolzener Magnesia umgeben, und dieses von einem 160 mm weiten Chamotterohr; der Zwischenraum zwischen dem Magnesia- und dem Chamotterohr wurde mit gekörnter geschmolzener Magnesia ausgefüllt.

Besondere Schwierigkeiten waren zu überwinden, um jede Spannung beim Einbau des Iridiumrohres zu vermeiden, weil dieses in der ausserordentlichen Glut sehr weich wurde und daher sorgfältig vor Durchbiegung bewahrt werden musste.

Der ganze Ofen ist in ein Gestell derartig eingebaut, dass er einmal in senkrechter Richtung um 60 cm verschoben, anderseits um eine wagerechte Achse gedreht werden kann.

Wegen des geringen Widerstandes, den das Iridiumrohr besitzt, ist zur Heizung ein sehr starker Strom von niederer Spannung erforderlich, für 2000° etwa 1200 Ampere bei 5 Volt.

Zur Temperaturmessung wurde ein Thermoelement aus reinem Iridium und Iridium-Ruthenium (mit 10 v. H. Ruthen) benutzt, dessen Schmelzpunkt über 2000° liegt. Es wurde bis 1600° mit einem geeichten *Le Chatelier*-Pyrometer verglichen; ferner wurde zur Prüfung der Schmelzpunkt des Platins gemessen, den *Heraeus* zu 1780° annimmt, und festgestellt, dass die Thermokraft bis zu dieser Temperatur gleichmässig ansteigt. Von Zeit zu Zeit muss dieser Vergleich wiederholt werden.

Zur Ausführung der Schmelzpunktbestimmung hat sich folgende Anordnung am besten bewährt:

Der Iridiumofen wird wagerecht gelagert. In der Mitte des Rohres wird auf einer Unterlage von Aetzkalk ein tellerartiges Gefäss aus reinem Iridium aufgestellt, das zur Aufnahme der zu untersuchenden Massen bestimmt ist. Die beiden Enden des Rohres werden mit Stöpseln aus feuerfester Masse verschlossen, von denen der eine ein kleines rundes Loch zur Beobachtung der Vorgänge im Ofen hat, während durch ein gleiches Loch im zweiten Stöpsel das Thermoelement hindurchgeht, dessen Lötstelle gerade hinter dem Teller mit der Probe liegt.

Die zu untersuchende Masse wird, wenn grössere Stücke vorliegen, durch Aussägen, wenn ein Pulver, durch Pressen zu kleinen Kegeln von 0,5—2 g Gewicht geformt und auf dem Iridiumteller so aufgestellt, dass die Kegelmitte etwa in der Achse des Rohres liegt. Beobachtet wurde durch ein Fernrohr, das einen Meter vom Ofen entfernt stand; um das grelle Licht abzublenden, war eine dunkelrote Scheibe zwischengeschaltet.

Bei reinen Tonen, die einen deutlichen Schmelzpunkt zeigen,

[1]) Zeitschr. für angew. Chemie 1905, S. 49—53.

wird dieser weder durch schnelleres Anheizen, noch durch wechselnde Grösse der Kegel wesentlich verschoben; die geschmolzene Masse zeigt nach dem Erkalten einen porzellanartigen Bruch und hat, von neuem erhitzt, denselben Schmelzpunkt wie zuvor.

Etwas abweichend verhalten sich quarzreiche Dinassteine, die langsam erweichen und beim Schmelzen fast durchsichtige Gläser geben.

Leider konnten keine Versuche in reduzierenden Gasen vorgenommen werden, weil bei der hohen Temperatur die Kieselsäure sofort reduziert und durch Bildung von Iridiumsilicid der Ofen rasch zerstört wird.

Die Schmelztemperaturen der untersuchten Tone, Tonschiefer, Kaoline und Chamottewaren liegen von 1660—1780°. Besondere Beachtung verdienen die Schmelzpunktbestimmungen einiger Segerkegel:

Segerkegel	Schmelzpunkt
No. 36	1775°
35	1745
34	1725
33	1695
32	1675
31	1650
30	1630

Schliesslich wurden noch Versuche angestellt, um zu ermitteln, bei welcher Temperatur die Erweichung beginnt, indem die erhitzte Masse durch einen Fühlhebel belastet und dessen Bewegung beobachtet wurde. Die Anordnung war folgende:

Der Ofen wurde senkrecht gestellt, die zu untersuchende Masse in Form eines Würfels mit glatt geschliffenen Flächen auf den Iridiumteller gelegt und in die Mitte des Rohres gebracht. Die Enden des Heizrohres wurden wieder mit durchbohrten Stöpseln verschlossen; durch den unteren Stöpsel ragte das Thermoelement bis an den Teller, durch den oberen ging reibungslos der Belastungsstempel.

Dieser Belastungsstempel bestand aus einem Iridiumstabe von 9 qmm Querschnitt, an dessen unteres Ende eine ebene Grundfläche von 1 qmm Querschnitt angeschliffen war, während er oben eine aufgelötete Stahlscheibe trug; der Stab wurde durch eine Führung in der Achse des Ofens gehalten. Auf der Stahlscheibe ruhte, gegen die strahlende Wärme des Ofens geschützt, mit einer Schneide eine Hebelvorrichtung, deren kurzer Schenkel durch Gewichte ausbalanziert war, während der längere Schenkel eine Vorrichtung zum Aufhängen von Reitergewichten trug und in einen Zeiger vor einer Millimeterskala endigte. Da die Längen der beiden Schenkel sich wie 1 : 10 verhielten, so bewegte sich der Zeiger um 10 mm, wenn der Stempel um 1 mm einsank. Der Druck, den die Schneide dieser Hebelvorrichtung bei Belastung mit verschiedenen Reitergewichten auf die Scheibe des Stempels ausübte, war mit Hilfe einer Wage durch besondere Versuche festgestellt worden.

Beim Gebrauch steht der Iridiumstempel auf der Mitte des zu prüfenden Würfels. Der Druck auf diesen Würfel setzt sich zusammen aus dem Eigengewicht des Stempels, vermehrt um den Druck, den die Hebelvorrichtnng auf die Stahlscheibe ausübt.

Wird der Ofen angeheizt, so bewegt sich zunächst der Zeiger nach unten, weil der Iridiumstab sich ausdehnt, bis bei etwa 1400° ein praktisch als Nullpunkt anzunehmender Stand des Zeigers erreicht wird. Bei weiterer langsamer Temperatursteigerung hebt sich der Zeiger langsamer oder rascher, je nach dem der Iridiumstempel langsamer oder rascher in die Masse des Würfels einsinkt.

Bei der Belastung von 400 g/qmm ergaben sich folgende Werte:

Masse	Beginn des Einsinkens Grad	Geschwindigkeit des Einsinkens 1 mm i. d. Minute Grad	Schmelzpunkt Grad
Rakonitzer Schiefer von Dr. *Jochum*	1475	1710	1760
No. 6 von Grünstadt	1400	1570	1725
Saarauer Kaolin	1320	1700	1750
Ton von *Kährlich*	1450	1510	1670
Palatina Grünstadt	1420	1670	1725
Qu 7 von Grünstadt	1450	1590	1740
Qu Grünstadt A	1410	1500	1670

Arndt.

Bücherschau.

Ueber die Untersuchung und das Weichmachen des Kesselspeisewassers. Von Ing. *Wehrenpfennig.* Wiesbaden, 1905. C. W. Kreidel.

Das vorliegende Werk stellt ein wertvolles Hilfsmittel sowohl für den Chemiker, dem die Untersuchung und Beurteilung von Kesselwässern obliegt, als auch für den Ingenieur, der sich mit der Konstruktion von Reinigungsanlagen befasst, und nicht zum mindesten für den Betriebsbeamten, der die Kontrolle des Kesselspeisewassers oder der Wirkung etwa vorhandener Anlagen zu führen hat, oder aber über die Notwendigkeit der Anschaffung einer Reinigungsanlage und über das dabei zu wählende System befinden muss. —

Neben ausführlichen Angaben über die Untersuchung des Wassers finden sich klare Beschreibungen der zur Durchführung einer technischen Wasserreinigung dienenden Einrichtungen. — Die Beschreibung einer grösseren Anzahl der gebräuchlichen Systeme sowie die Gesichtspunkte für die Beurteilung der Wirtschaftlichkeit der Reinigung schliesst sich dem an. Von grossem Wert erscheint die Zusammenstellung der Ergebnisse, welche die grossen deutschen Eisenbahnverwaltungen im Betriebe mit den verschiedenen Reinigungsanlagen gemacht haben. — Eine Studie über die Herstellung von Reinigungsanlagen nebst der Beschreibung einer grösseren Anzahl für bestimmte Bedingungen ausgeführter Anlagen resp. bearbeiteter Projekte bietet mancherlei wertvolles Material. Den Schluss bildet eine Uebersicht über Wasserherkommen, seine Eigenschaften und Verwendung und die Beschreibung der Herstellung der für die Wasseruntersuchung nötigen Reagenzien. Dr. *Hgr.*

Jahrbuch für das Eisenhüttenwesen. Von *Otto Vogel.* III. Jahrg. Düsseldorf, 1905. August Bagel.

Das Werk ist im Auftrage des Vereins deutscher Eisenhüttenleute und als Ergänzung der Zeitschrift dieses Vereins, „Stahl und Eisen“, bearbeitet und hat den Zweck, dem Leser eine weitere Uebersicht über den in der genannten Zeitschrift behandelten Stoff zu geben. Dieser ist ein überaus reichhaltiger: Brennstoffe, Feuerungen, Feuerfestes Material, Schlacken, Erze, Werkanlagen, Roheisenerzeugung, Giessereiwesen, Erzeugung schmiedbaren Eisens, Verarbeitung schmiedbaren Eisens, Weiterverarbeitung des Eisens, Legierungen und Verbindungen des Eisens und Materialienprüfung, — verbreitet sich also über das ganze weite Gebiet des heutigen Eisenhüttenwesens. Wie wir dem letzten Vorwort entnehmen, gelangten zum Zweck der Herstellung des Werkes 134 Zeitschriften in 9 verschiedenen Sprachen zur Behandlung. Dabei handelte es sich nicht nur um reine Quellenangabe, Literatur- und Patentübersicht, sondern sehr viel auch um sorgfältige und ausgiebige Auszüge, unterstützt durch zahlreiche Abbildungen.

Das Werk entspricht einem dringenden Bedürfnis und entwickelt sich bei näherer Durchsicht als ein Muster von Fleiss, Sorgfalt und Sachkenntnis sowie als ein in solcher Vollständigkeit bisher einzig dastehendes Nachschlagebuch zu einem ganz ungewöhnlich niedrigen Preise. *Haedicke.*

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.
86. Jahrg., Bd. 320, Heft 40. Berlin, 7. Oktober 1905.
Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.



Die Kraftmaschinen und Dampfkessel auf der Weltausstellung in Lüttich 1905.

Von **Fr. Freytag**, Chemnitz.

(Fortsetzung von S. 618 d. Bd.)

2. Société anonyme des ateliers de construction de J. J. Gilain in Tirlemont.

Die von der Firma vorgeführte *Zwillingsfördermaschine* (Fig. 13) soll nach erfolgtem Schluss der Ausstellung auf einer Kohlengrube der *Société anonyme des carbonnages de Sacré-Madame in Dampremy* Aufstellung finden. Zur Steuerung der beiden liegenden Dampfzylinder dienen je vier entlastete Doppelsitzventile, die, wie auch Fig. 14 erkennen lässt, unter Mitwirkung eines Regulators von Schwingscheiben betätigt werden, die ihre Bewegung unter Zwischenschaltung je einer *Gooch*schen Kulisse von Exzentern der Kurbelwelle ableiten; auf letzterer sind mittels kräftiger Keile und Schwindringe zwei zum Auf- und Abwickeln von Flachseilen dienende sog. Bobinen sowie eine Bremsscheibe befestigt.

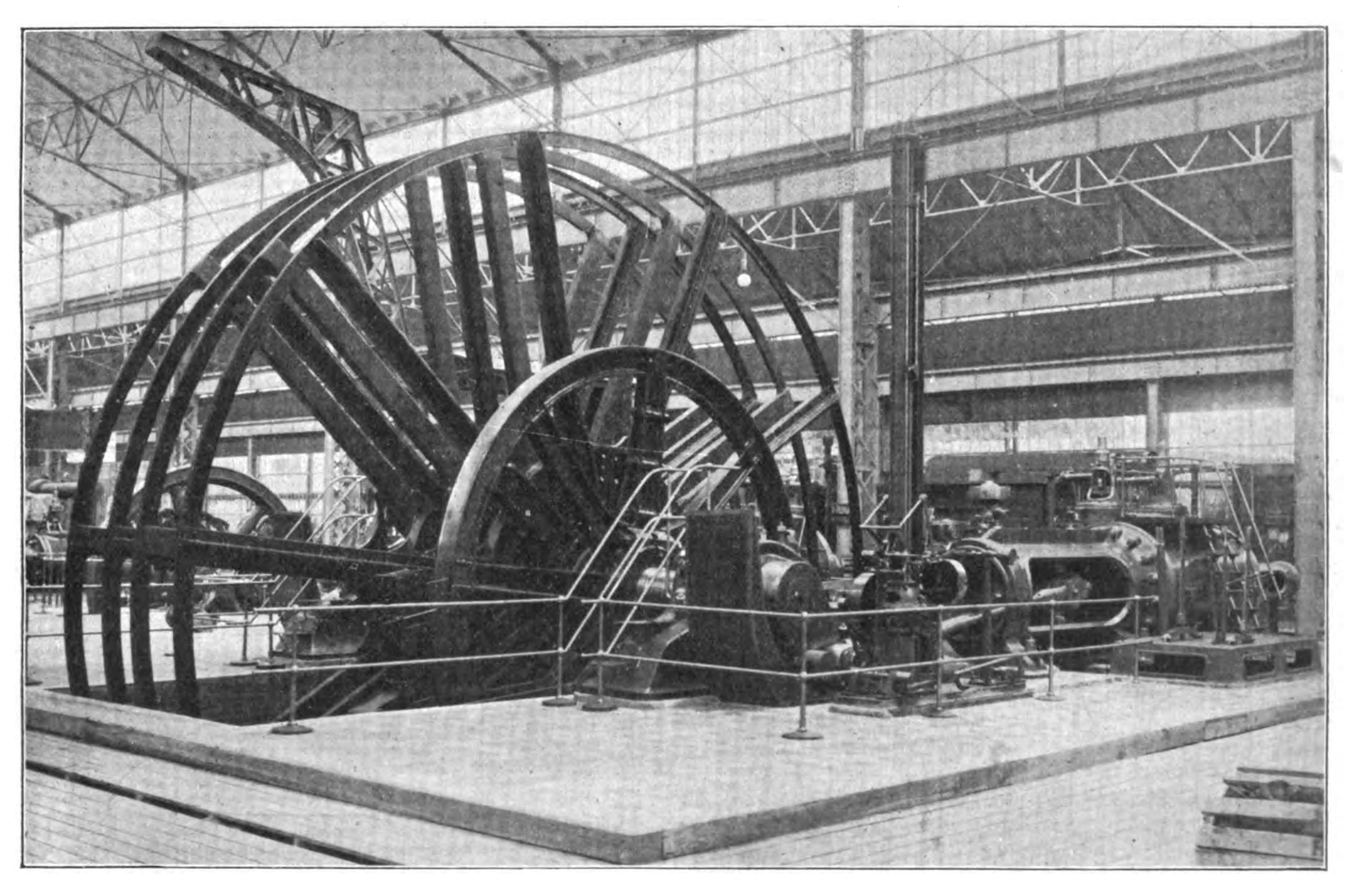


Fig. 13. Zwillingsfördermaschine von Gilain.

Die Hauptabmessungen der Maschine sind folgende:

Durchmesser der Zylinder	1,050 m
Kolbenhub	1,600 „
Halbmesser der kleinsten Seilaufwicklung . .	1,210 m
„ „ grössten „ . .	4,350 „
Aeusserer Halbmesser der Bobinen	4,750 „
Von Mitte zu Mitte Bobine	1,270 „
Durchmesser der Bremsscheibe	5,000 „

Die Maschine soll mit 7 Atm. Dampfspannung acht

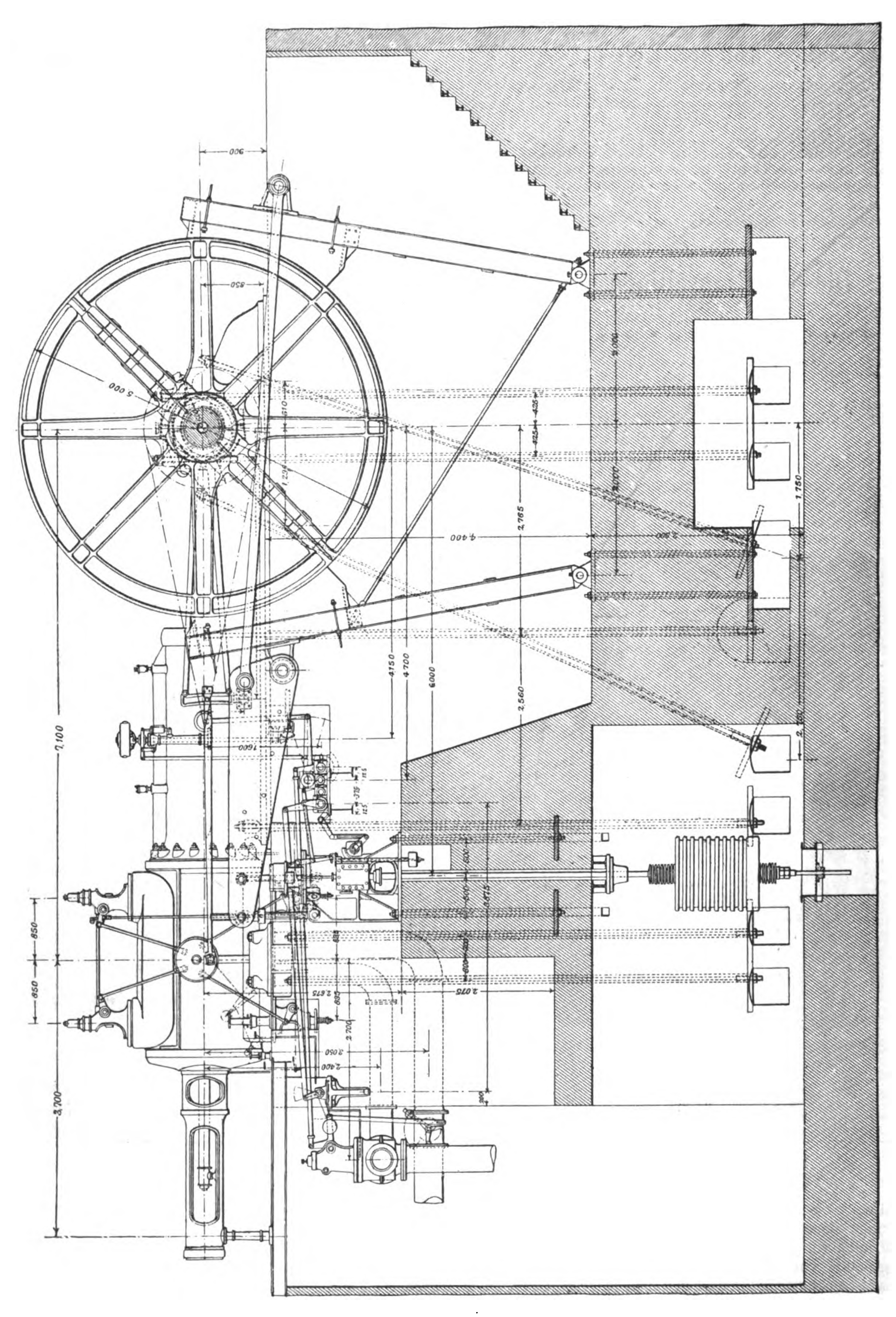


Fig. 14. Zwillingsfördermaschine von Gilain.

beladene Karren — entsprechend einem Gesamtgewicht von 9,1 t — mit einer mittleren Geschwindigkeit von 14 m/Sek aus 1500 m Teufe fördern.

Das tote Gewicht des Fördergestelles mit leeren Karren beträgt 5100 kg, so dass als Nutzlast — aus 3 Karren Steinen und 5 Karren Kohle bestehend — 4000 kg verbleiben. Die Zylinder haben Heizmäntel, die mit Dampf von hoher Spannung aus einem besonderen kleinen Kessel gespeist werden. Zur Führung der Kolbenstangen dienen Stopfbüchsen mit *Lentz*-Dichtung (s. D. p. J. 1904, **319**, S. 139). Die Hauptlager der Maschine sind nachstellbar angeordnet und ihre Schalen mit Weissmetall ausgefüttert.

Die Steuerung ist, um mit Gegendampf wirksam arbeiten zu können, für eine Minimalfüllung von 15 v. H. des Kolbenhubes eingestellt. Bei Mannschaftsförderungen kann der Maschinist den Regulator leicht in die der grössten Füllung der Maschine entsprechende Lage bringen.

Die aus Kiefernholz gefertigten Bremsklötze wirken mittels eines Gegengewichts auf den Umfang der Bremsscheibe. Das Lösen der Klötze erfolgt durch Dampfdruck im Augenblick des Anlassens der Maschine, wohingegen die Bremswirkung erfolgt, sobald der betreffende Hebel seitens des Maschinisten auf „Halt" gestellt wird.

Zufolge der geringen Entfernung zwischen beiden Seilscheiben ist die Bremsscheibe *seitlich* von der einen Seilscheibe angeordnet.

Um heftige Erschütterungen der Bremsscheibe usw. bei einem plötzlichen Anhalten der Maschine zu vermeiden, ist ein stellbares Drosselventil in die Auspuffleitung des Bremszylinders eingeschaltet, welches auch gleichzeitig eine allmähliche und sanfte Bremswirkung beim normalen Gange der Maschine sichert.

Im Falle eintretender Gefahren oder aber wenn die Maschine aus irgendwelchem anderen Grunde plötzlich in Stillstand gesetzt werden soll, wird das genannte Ventil vollständig geöffnet. Dies geschieht entweder selbsttätig durch einen besonderen Sicherheitsapparat oder aber durch entsprechende Stellung eines Sicherheitshebels seitens des Maschinisten.

Der hier in Betracht kommende *Sicherheitsapparat*, System *Baumann*, besteht noch aus einem Teufenanzeiger zur Erkennung der jeweiligen Stellung des Förderkorbes im Schacht — vereinigt mit einer selbsttätigen Vorrichtung, die verhüten soll, dass der Förderkorb über die Hängebank usw. zu stehen kommt, aus einem die jeweilige Seilgeschwindigkeit angebenden Zeigewerk mit Registrierapparat und aus einem Läutewerk.

Der Grundsatz, auf dem die Wirkungsweise des Sicherheitsapparates beruht, wird von *J. J. Gilain* wie folgt angegeben:

Befindet sich eine Masse m in einem Schachte in Bewegung und hat sie die Geschwindigkeit v erreicht, so ist, um diese Masse in Ruhe zu bringen, ihre lebendige Kraft $\frac{m v^2}{2}$ durch irgendwelche Widerstände zu vernichten; dies geschieht in vorliegendem Falle durch die auf einem Weg l wirksame Bremskraft p.

Die Beziehung zwischen den wirksamen Kräften und den von ihnen durchlaufenen Wegen lässt sich durch die Gleichung

$$\frac{m v^2}{2} = p l$$

ausdrücken.

Für konstante Werte von m und p sind hiernach die aufeinanderfolgenden Werten von v entsprechenden Werte für l leicht zu ermitteln.

Der *Baumann*sche Apparat zwingt nun den Maschinisten — gemäss dem obigen Gesetz — seine Maschine langsamer laufen zu lassen, wenn die Last sich der Hängebank oder aber dem Schachtboden nähert.

Selbsttätig wird diese Wirkung durch einen unmittelbar von der Maschine betriebenen Zentrifugalregulator erreicht, der durch ein System von Stangen und Hebeln mit zwei am Gestell des Teufenanzeigers angebrachten gezähnten Schwingen in Verbindung steht. Wenn z. B. die Seilgeschwindigkeit 14 m/Sek beträgt und der Förderkorb noch 84 m von der Hängebank oder dem Schachtboden entfernt ist, so kommt ein mit der betreffenden Schraubenmutter des Teufenanzeigers verbundener Auslöseknaggen mit der gezähnten Schwinge in Eingriff und es wird dadurch der Bremsmechanismus ohne Mitwirkung des Maschinisten in Tätigkeit gesetzt.

Dieses selbsttätige Einrücken der Bremse erfolgt natürlich nur dann, wenn der Maschinist unachtsam ist oder aber durch irgendwelche Zufälligkeiten abgehalten wird seinen Dienst ordnungsmässig zu verrichten.

Ein Hauptvorzug der besprochenen Einrichtung liegt noch darin, dass sich dieselbe für beliebige Geschwindigkeiten einstellen lässt — sei es zum Fördern von Kohle mit einer Geschwindigkeit von etwa 14 m/Sek oder aber bei Mannschaftsförderungen mit einer solchen von etwa 7 m/Sek. Dies geschieht durch Einlegung verschiedener am Apparat angebrachter Hilfshebel von Hand, wobei gleichzeitig Schilder mit der Aufschrift „Charbon" oder „Personnel" vor dem Auge des Maschinisten erscheinen, so dass dieser stets von der jeweiligen Fördergeschwindigkeit der Maschine unterrichtet ist.

Gleichzeitig mit der Bremswirkung wird bei dem *Baumann*schen Apparat auch eine Drosselung des Auspuffdampfes der Arbeitszylinder herbeigeführt und damit ein Dampfpolster behufs Milderung etwaiger auftretender Stösse gebildet, wenn, wie vorstehend erläutert, der Förderkorb sich der Hängebank oder dem Schachtboden zu weit nähern sollte.

Der *Geschwindigkeitsanzeiger* besteht aus einem vom Regulator eingestellten Zeiger, der sich vor einer mit entsprechender Skala versehenen Latte auf- und abwärts bewegt. Der zugehörige *Registrierapparat* besteht aus einer mittels Uhrwerk bewegten Trommel, sowie aus einem mit der gezähnten Schwinge verbundenen Zeiger, der die Geschwindigkeit der Maschine mittels Bleistiftes auf einem Papierstreifen der Trommel fortlaufend aufzeichnet. Die den Registrierapparat umschliessende Büchse trägt einen ausser Bereich des Maschinisten liegenden Verschluss. Der *Teufenanzeiger* wird durch zwei mit Längsteilung versehene Latten gebildet, vor denen sich mit den Auslöseknaggen durch Stangen verbundene Schraubenmuttern bewegen, deren Spindeln unmittelbar von der Maschinenwelle aus in entgegengesetzter Richtung gedreht werden.[1])

Ausser der Fördermaschine hat die Firma *J. J. Gilain* noch eine liegende *Verbunddampfmaschine* ohne Kondensation zum unmittelbaren Betreiben eines *zweistufigen Kompressors* ausgestellt.

Die in Tandemanordnung hinter den Luftzylindern liegenden Dampfzylinder der in Fig. 15 ersichtlichen Maschine arbeiten mit entlasteten Ventilen, die in ähnlicher Weise wie bei der vorbesprochenen Dampfmaschine von *Carels frères* gesteuert werden. Die Maschine ist für die Steinkohlengruben der *Bonne Esperance Batterie et Violette in Herstal* gebaut und soll dort nach Schluss der Ausstellung aufgestellt werden; sie liefert stündlich 2100 cbm Druckluft von 7 Atm. Spannung. Der hierzu erforderliche Dampfdruck beträgt 5,5 Atm.

---

[1]) Ausführlichere Beschreibung und Zeichnung der *Baumann*schen Sicherheitsapparates s. „Zeitschrift für das Berg-, Hütten- und Salinenwesen im Preussischen Staate", 1898, Bd. 46, B. S. 89 u. ff.

Die Hauptabmessungen der etwa 200 PS_e leistenden Maschine sind nachstehend gegeben.

Dampfmaschine:

Durchmesser des Hochdruckzylinders	435	mm
„ „ Niederdruckzylinders	700	„
Kolbenhub	800	„
Mittlere Umlaufzahl in der Minute .	90	„

Kompressor:

Durchmesser des Niederdruckzylinders	580	mm
„ „ Hochdruckzylinders.	365	„

Die ausserhalb des Druckraumes angeordneten und durch ein besonderes Ventil in verzögerte Bewegung gebrachten Schieber setzen der durchströmenden Luft fast gar keinen Widerstand entgegen; ihre Abnutzungen sollen, gleichwie auch diejenigen aller anderen Steuerorgane nur gering sein. Alle Teile des Kompressors sind bequem zugänglich, so dass eine Untersuchung und Auswechselung derselben jederzeit leicht vorgenommen werden kann.

Zwischen beiden Luftzylindern befindet sich ein wirksamer Röhrenkühler von 31,5 qm Kühlfläche. Indem die

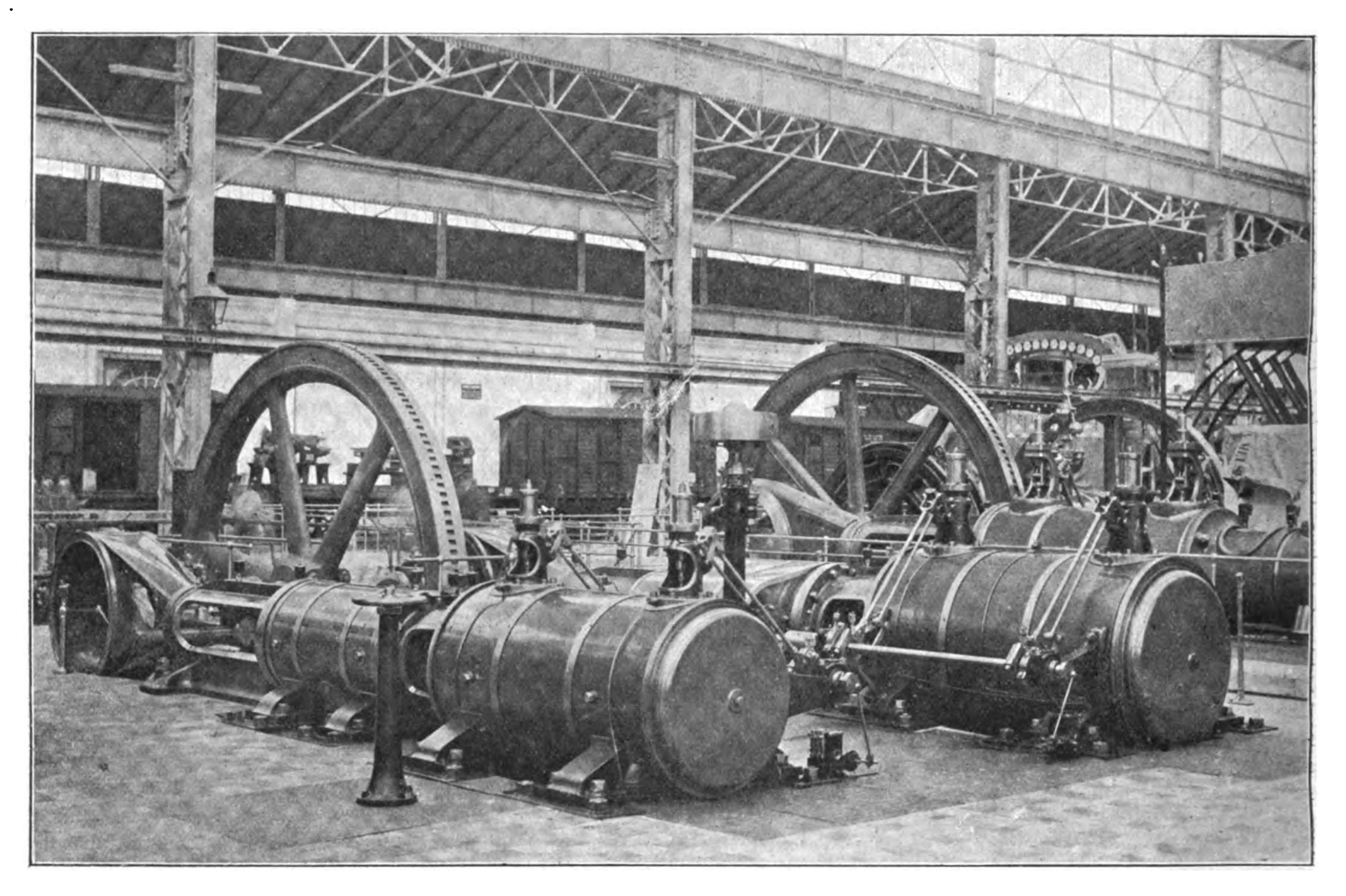


Fig. 15. Verbunddampfmaschine von Gilain.

Druckluft durch die Röhren streicht, gibt sie einen erheblichen Teil der bei ihrer Verdichtung im grossen Zylinder aufgenommenen Wärme an das Kühlwasser ab und gelangt mit entsprechend niederer Temperatur — behufs weiterer Verdichtung — in den kleinen Zylinder. Die bewegten Teile der Dampfmaschine und des Kompressors sind mit Schmiervorrichtungen reichlich versehen. Die Dampfzylinder erhalten durch *Mollerup*-Apparate, die gelenkigen Teile der Maschine durch einstellbare Schmiergefässe mit sichtbarer Tropfenbildung die nötige Oelzufuhr. Alle Lager sind während des Ganges nachstellbar und die Schalen derselben mit Weissmetall ausgefüttert.

Das Gewicht des auf der Kurbelwelle befestigten Schwungrades von 3,750 m Durchmesser beträgt 7000 kg.

Die von Kühlmänteln umgebenen Luftzylinder, System *Köster,* werden von Kolbenschiebern gesteuert, die einen ruhigen und genauen Gang des Kompressors sichern. Die Schiebergehäuse sind derart geformt und bemessen, dass jeglicher Verlust an Ladung sowie auch jede Erwärmung der Luft beim Ansaugen und Fortdrücken derselben vermieden wird. Die schädlichen Räume sind auf einen äusserst geringen Betrag herabgemindert, so dass der Kompressor, trotz Vermeidung besonderer Mittel — Ausgleichvorrichtungen für die schädlichen Räume oder dergl. — dennoch mit einem sehr hohen Lieferungsgrad arbeitet.

(Fortsetzung folgt.)

Nordamerikanische Eisenbauwerkstätten.

Von Dr.-Ing. **H. Reissner,** Berlin.

(Fortsetzung von S. 613 d. Bd.)

Anzahl und Leistungsfähigkeit der Werkstätten.

Das wichtigste Brückenbau betreibende Unternehmen ist die *American Bridge Co.*

Das „Supplement to the Iron and Steel Works Directory“ 1903 macht über diese Gesellschaft folgende Angaben:

„American Bridge Co.“,

abhängig von der *United States Steel Corporation*, umfasst 26 Brückenbauanstalten unter einheitlicher Leitung mit einer jährlichen Leistungsfähigkeit von 700 000 bis 800 000 t.

Kapital:

35 000 000 Dollar Vorzugsaktien,
35 000 000 „ Stammaktien.

Betriebsdirektor: *J. Christie.*

Oberingenieur: *P. L. Wölfel.*

Dass die Gesellschaft sich aus Rücksicht auf die Trustgesetze in die *„American Bridge Co. of New York“*, die *„Empire Bridge Co.“* und die *„American Bridge Co.“* geteilt hat, braucht nur insoweit betrachtet zu werden, als es einen Einfluss auf die tatsächliche Leitung ausübt.

Die vorerwähnten 26 Werke mit Angabe ihrer jährlichen Leistungsfähigkeit sind die folgenden:

Eisenbauwerkstätten der American Bridge Co. und deren Leistungsfähigkeit.

Werk	Leistung
Ambridge Werk, Ambridge, Pa. (im Bau)	180—240 000 t
American Werk, Chicago, Illinois, (früher *American Bridge Co.*)	24 000 t
Athens Werk, Athens, Pennsylvania *(Union Bridge Co.)*	15 000 t
Berlin Werk, East Berlin, Conn. *(Berlin Bridge Co.)*	18 000 t
Canton Werk, Canton, Ohio *(Canton Bridge Co.)*	12 000 t
Columbus Werk, Columbus, Ohio *(Columbus Bridge Co.)*	4 800 t
Detroit Werk, *Detroit*, Michigan	16 800 t
Edge Moor Werk, Edge Moor, Delaware	30 000 t
Keystone Werk, Pittsburg, Pa.	48 000 t
Lafayette Werk, Lafayette, Indiana	3 600 t
Lassig Werk, Chicago, Illinois	54 000 t
Milwaukee Werk, Milwaukee, Wisc.	12 000 t
Minneapolis Werk, Minneapolis Minnesota *(Herzog Gillette Bridge Co.)*	16 800 t
Pencoyd Werk, Pencoyd, Pa.	84 000 t
Pittsburg Werk, Pittsburg, Pa. *(Pittsburg Bridge Co.)*	18 000 t
Schultz Werk, Mc Kees Rocks, Pa.	10 800 t
Schiffler Werk, Pittsburg, Pa.	24 000 t
Toledo Werk, Toledo, Ohio	36 000 t
Trenton Werk, Trenton, New Jersey *(Trenton Iron Works)*	36 000 t
Walker Werk, West Homestead, Pa.	16 800 t
Youngstown Werk, Youngstown, Ohio	14 400 t
Albany Werk, Albany, New-York	4 800 t
Brooklyn Werk, Brooklyn, New-York *(Post & Mc Chord)*	30 000 t
Buffalo Werk, Buffalo, New-York	7 200 t
Elmira Werk, Elmira, New-York	31 800 t
Rochester Werk, Rochester, New-York	7 200 t

Die eingeklammerten Namen bezeichnen die frühere Benennung vor der Vereinigung.

Von diesen ist das grösste Werk in Ambridge bei Pittsburg im Bau, nach der Vollendung sollen dafür einige kleinere Pittsburger Werke eingehen, nämlich die Anlagen der *Keystone-*, *Shiffler*, *Pittsburg* und *Walker Werke*, von denen die bekannteste wohl das früher *Carnegie* gehörige *Keystone-Werk* ist, das viele der grössten amerikanischen Brücken gebaut hat, aber jetzt in seiner Anlage schon recht veraltet erscheint. Die *Schultz Bridge & Iron Works* haben nach einem Brande den Betrieb schon jetzt eingestellt.

Die wirklichen Produktionsmengen der Werke der *American Bridge Co.* für die Zeit vom 31. Oktober 1901 bis 31. Oktober 1902 sind mir zugänglich gewesen und in der nachstehenden Tab. 10 angegeben. Nicht unerheblich ist hierin auch die Angabe der Schrotmengen, insofern sie die Arbeit des betreffenden Werkes erkennen lässt. Es ist nämlich die Menge des Schrotabfalles umso grösser, je komplizierter die Arbeit ist, und umso kleiner, je mehr die Tätigkeit der Werkstätte durch Bauträgerarbeit in Anspruch genommen wird.

Tabelle 10.

Produktion für das Jahr 1. November 1901 bis 31. Oktober 1902 der Eisenbauwerkstätten der American Bridge Co.

Oestliche Abteilung.

Werk	Fertige Eisenkonstruktionen in t	Schrot in v. H.
Albany	4199	3.52
Athens	16991	5.63
Berlin	16919	8.41
Brooklyn	22111	4.34
Buffalo	6005	5.00
Edge Moor	28981	4.39
Elmira	26730	5.57
Rochester	5848	2.87
Trenton	27385	7.32
	155169	

Pittsburger Abteilung.

Werk	Fertige Eisenkonstruktionen in t	Schrot in v. H.
Canton	8809	4.22
Columbus	3860	4.82
Keystone	30875	6.11
Pittsburg	15395	4.57
Schultz	9278	4.20
Schiffler	20265	6.87
Toledo	21299	7.36
Walker	10519	4.47
Youngstown	10628	5.09
	130928	

Chicago Abteilung.

Werk	Fertige Eisenkonstruktionen in t	Schrot in v. H.
American	21212	3.54
Detroit	14382	4.89
Lafayette	3090	5.05
Lassig	35631	4.88
Milwaukee	10871	4.55
Minneapolis	10642	3.68
St. Louis	7997	2.35
	103825	
	389822	5.30
Pencoyd für 1. April bis 31. Oktober 1902	44000	7.4

Ausser den Werkstätten der *American Bridge Co.* besitzt die *United States Steel Corporation* auf ihren Walzwerken noch einige Konstruktionswerkstätten, hauptsächlich für Hochbauarbeiten, um sich und den Abnehmern den Transport nach einer besonderen Werkstatt zu sparen. Diese Werkstätten dienen vornehmlich zur Herstellung von Bauträgern, Stützen und von eigenen Gebäuden. Vom Verfasser besichtigt wurden die Anlagen der

Carnegie Steel Co. in Homestead Pittsburg,
„ „ „ in 33d st. Pittsburg,
Illinois Steel Co. in Chicago.

Die erste dieser Werkstätten besorgt ausschliesslich das Herrichten von Walzträgern (Lochen, Klinken, Schneiden, Biegen von Trägern und Anpassen und Annieten von Anschlusswinkeln). Die zweite Anlage ist hauptsächlich für die Herstellung von genieteten Säulen eingerichtet. Die dritte macht ausser den genannten auch

schwierigere Arbeiten, die sich für die Brückenbauanstalten der *U. S. S. Corp.* nicht lohnen, aber immerhin notwendig sind, um sich die Abnehmer zu erhalten. Jedenfalls findet aber bei allen wichtigeren Arbeiten eine Vereinbarung zwischen den Leitungen der Walzwerkstätten und denen der *Am. Br. Co.* darüber statt, wer auf ausgeschriebene Arbeiten bieten soll.

Dass man im Eisenkonstruktionsfach noch durchaus nicht von einem Monopol der *United States Steel Corporation* trotz der oben angegebenen Produktionsmengen sprechen kann, sieht man aus der Zahl, Bedeutung und Rentabilität der unabhängigen Werke. Als Zahl der unabhängigen Brückenbauanstalten in den Vereinigten Staaten gibt das vorher genannte Adressbuch 115 im Betrieb befindliche, 1 im Bau und 5 projektierte an, von denen allerdings nur wenige grosse Bedeutung haben. Anderseits ist diese Liste sicher in bezug auf kleinere Werkstätten noch unvollständig.

Von gut eingerichteten und leistungsfähigen, unabhängigen Werken sind zu nennen, nach Staaten geordnet:

Wichtige unabhängige Eisenbauwerkstätten und deren Leistungsfähigkeit.

Connecticut:	
Berlin Construction Co., Berlin . . .	6000 t
New York:	
Milliken Brothers Iron Works	36000 t
New Jersey:	
Passaic Steel Co., Paterson	60000 t
Pennsylvania:	
Mc Clintic-Marshall Construction Company, Pittsburg:	
1. *Pittsburg-Werk* in Rankin . .	50000 t
2. *Pottstown-Werk* in Pottstown .	35000 t
Pennsylvania Steel Co. in Steelton . .	30—40000 t [9])
Phoenix Bridge Works in Phoenixville .	50000 t
Riter-Conley Manufacturing Co., Pittsburg, Werk in Allegheny . . .	70000 t [10])
Ohio:	
King Bridge Co., Cleveland	30000 t
Illinois:	
North-Works, Illinois Steel Co., North-Chicago (U. S. S. C.)	15000 t
Wiskonsin:	
Modern Steel Structural Co., Waukesha	10000 t
Wisconsin Bridge and Iron Co., Milwaukee	15000 t

Organisation.

American Bridge Co.

Die Zusammenfassung der einzelnen Werke der *American Bridge Co.* zu einem grossen Betriebe ist wegen der Mannigfaltigkeit der Arbeiten, der Verschiedenartigkeit der Methoden und der in denselben herrschenden Traditionen naturgemäss viel schwieriger, als für die Hochofen- und Walzwerke der *United States Steel Corporation*, welche jahrein, jahraus ein einheitliches Produkt erzeugen und sich wirtschaftlich besser vergleichen lassen.

Wie vorher bereits gesagt, gliedert sich die „*American Bridge Co.*" in:

A. „*American Bridge Co. of New York*", der die kaufmännische Leitung des Gesamtunternehmens obliegt, insbesondere die Bewerbung um Lieferungen und auch die Aufstellung der Konstruktionen.

B. „*American Bridge Co.*" und „*Empire Bridge Co.*", die sich wiederum in einen östlichen, einen Pittsburg- und einen westlichen Bezirk gliedern.

Jeder dieser Bezirke hat die folgenden Unterabteilungen:

1. Operating Departement (Betriebsabteilung),
2. Purchasing „ (Einkaufsabteilung),
3. Auditing „ (Buchhalterei),
4. Engineering „ (Ingenieurabteilung),
   Structural (Bauabteilung),
   Mechanical (Maschinenabteilung),
5. Erecting Departement (Montageabteilung),
6. Traffic „ (Transportabteilg., Spedition).

1. Die Betriebsleitung hat das Fortschreiten der Arbeit und die Wirtschaftlichkeit der Werkstätten zu überwachen, d. h. dafür zu sorgen, dass jede Maschine so dauernd als möglich im Gange sei, dass Schablonen tunlichst oft benutzt werden, dass Leistungsfähigkeit der Maschinen und Kessel ausgenutzt wird, dass keine überflüssigen Kräfte beschäftigt werden, dass die für eine Arbeit notwendigen Vorrichtungen beschafft werden und dass überhaupt die Werke eine möglichst hohe Tonnenleistung herauswirtschaften.

2. Einkaufsabteilung.

3. Buchhalterei.

4. Technische Abteilung:

a) Bauabteilung:

α) allgemeine für einen Distrikt:
Anfertigung von Entwürfen und Kostenanschlägen und Herausgabe von Normalien,

β) besondere für jedes einzelne Werk:
Anfertigung von Werkstattzeichnungen, Ausarbeitung schwieriger Aufstellungen, zerfällt in
Brückenbauabteilung und
Hochbauabteilung.

b) Maschinentechnische Abteilung:

α) Konstruktion, Aufstellung und Einrichtung der Werkstattmaschinen und Transporteinrichtungen, Entwurf neuer und Neugestaltung alter Anlagen, Festigkeitsprüfungen und wissenschaftlich-technische Versuche,

β) Werkstattbetrieb:
Ueberwachung der Anlagen, Maschinen, Kräne, Materialien und Verteilung der Arbeiten an die Kolonnenführer.

5. Montageabteilung: Ausarbeitung der normalen Aufstellungen, Instandhaltung der Aufstellungsmaschinen und Materialien, Verteilung der Arbeiten an die verschiedenen Aufstellungsingenieure und ihre Kolonnen, Ueberwachung des Fortschritts und der Kosten der Aufstellungsarbeiten.

6. Transportabteilung (Spedition): Ermittelung der günstigsten Frachtwege für Walzeisen und fertige Konstruktionen und Wagenbeschaffung.

Der Gang des Geschäfts ist nun etwa der folgende:

Zur Bewerbung um eine Lieferung fordert die *American Bridge Co. of New York* Kostenanschläge von dem Kalkulationsbureau der technischen Abteilung des Bezirks ein, zu welchem der Ort der Lieferung gehört. Falls die Lieferung zugeschlagen wird, überweist sie den Entwurf zur Durchführung wieder an den Bezirk zurück. Dort verteilt ihn das Betriebsbureau an diejenigen Anlagen der Gesellschaft, die nach den Erfahrungen, statistischen Jah-

[9]) Neuerdings weiter ausgebaut und vielleicht auf eine Leistungsfähigkeit von 50000 t schwerer Eisenbahnbrücken (sorgfältige Arbeit) gebracht.

[10]) Ausserdem betreibt dieselbe Gesellschaft noch grosse und sehr gut ausgestattete Werkstätten in Leetsdale bei Pittsburg für die Herstellung von Blechkonstruktionen (Wasserbehälter, Schornsteine, Kessel, Gasbehälter, Röhren, Maste usw.) Die obige Angabe über Jahresleistung scheint Verfasser unsicher.

resermittelungen, Lage, Arbeitslöhnen, augenblicklichem Beschäftigungsgrad und maschinellen Einrichtungen sich am besten für die Arbeit eignen, entweder im ganzen oder nach den obigen Gesichtspunkten geteilt.

Auf den einzelnen Werken werden nun so schnell als möglich aus dem generellen Projekt die Materialbestellungen gemacht, damit, wenn die Werkzeichnungen fertig sind, inzwischen das dazu nötige Walzeisen angeliefert ist. Die Grundsätze und die Methoden der Walzeisenbestellung der *Am. Br. Co.* lassen sich nach den vervielfältigten, an die Bureaus verteilten Vorschriften (1903) etwa folgendermassen wiedergeben:

Allgemeines.

Die Materialbestellung soll die erste für eine Lieferung zu besorgende Arbeit sein, wenn vom verantwortlichen Ingenieur nicht anders bestimmt. Da ungefähr acht Wochen für Lieferung verlangt werden, soll der Hauptteil der Arbeit bestellt werden, wenn auch mehrere Einzelheiten noch der Information bedürfen Solche Einzelheiten sollen durch späteren Auftrag erledigt werden.

Es ist besser, mehrere lange Eisen, die geschnitten werden können, zu bestellen, als auf die Festlegung schwieriger Einzelheiten zu warten. Mit solchen Bestellungen soll man nicht geizig sein.

Grosse Aufträge müssen in Ladungen oder Böden geteilt und jeder Boden getrennt gehalten werden. Wenn die Arbeit im Walzwerk [11]) ausgeführt wird, ist Angabe nötig, wann Zeichnungen folgen. Längen sollen so oft wie möglich in geraden Halbzollen angegeben werden.

Lager.

Wenn Material von normaler Beschaffenheit ist, und wahrscheinlich manches davon vom Werklager genommen werden kann, bestelle man Hauptteile und ungefähre Einzelheiten sofort aus dem allgemeinen Entwurf. Man schicke diese Bestellung, wenn möglich. einen Tag nach Empfang der Unterlagen, an den Leiter des Werkes, in dem das Material bearbeitet werden soll.

Wenn der Werkleiter diese Bestellungen mit der Angabe des bereitgestellten Materials zurückgibt, können inzwischen die Austragungen schon vorgeschritten sein und das fehlende kann dann vom Walzwerk besorgt werden.

Die erste Seite der Bestellung soll eine kurze Beschreibung der Konstruktion geben.

Fixe Längen.

Um Extrakosten (siehe besondere Rundschreiben) zu vermeiden und bessere Lieferzeit von Walzwerken zu erlangen, soll Material in fixen Längen bestellt werden, wenn die Werkstatt die genügenden Schneidevorrichtungen hat. Besondere Profile (siehe besondere Rundschreiben) werden so bestellt, dass man ein genaues Vielfaches plus Spielraum für Werkstattarbeit angibt. Gewöhnliche Profile werden nach folgenden Regeln zusammengenommen:

Winkel länger als 4,6 m werden nicht in fixen Längen bestellt. Stücke zwischen 3 m und 4,6 m werden nach fixen Längen von 9 m bestellt, vorausgesetzt, dass die bestellte Menge weniger als fünf Stäbe beträgt. Für mehr als fünf Stäbe gebe man genaues Vielfache plus Spielraum für Werkstattarbeit. Für alle Längen unter 3 m bestelle man in 9 m Längen, solange Verschnitt unter 305 mm ist. Wenn Zugabe mehr als 305 mm ist, bestelle trotzdem in 9 m Längen für Mengen unter zehn Stäben. Für Mengen von zehn Stäben an bestelle genaues Vielfache mit richtiger Zugabe für Werkstattarbeit, z. B. für 41 Winkel 1,754 m bestelle neun Stäbe 9,0 m, für 51 Winkel 1,754 m bestelle elf Stäbe 8,85 m.

Gewöhnliche Platten (siehe besonderes Rundschreiben) bis zu 356 mm breit und 10 mm stark werden im allgemeinen in fixen Längen von 6,1 m vervielfacht in derselben Art wie Winkel. Wenn mehrere besondere Platten in grossen Stücken genommen werden sollen, bestelle in genauen mit Zuschlag für Werkstattarbeit genommenen Längen von ungefähr 6,1 m.

Sägeschnitte.

Sägen sind ungefähr 10 mm dick. Wo I-Träger und U-Eisen schiefe Schnitte haben, füge 25 mm für jeden Schnitt hinzu.

Bearbeitete Enden.

Füge 19 mm zu vorgeschriebener Länge hinzu für zwei bearbeitete Enden und 12 mm für ein solches Ende.

I-Träger und U-Eisen.

Ordne Einzelheiten so an, dass 10 mm Willkür plus oder minus erlaubt ist. Bestelle Tıäger mit Anschlusswinkeln nach besonderem Rundschreiben. Wenn bei besonderen Einzelheiten wie Kranlaufbahnträgern weniger als 10 mm Willkür verlangt wird, gehe folgendermassen vor:

Für Profile unter N. P. 60 cm schreibe vor „genau" und mache bestellte Länge gleich fertiger.

Für Träger N. P. 60 mache bestellte Länge 13 mm länger als fertige und bearbeite auf vorgeschriebene Länge in der Werkstatt.

Winkel.

Bestelle Gurt- oder Flanschwinkel für gewöhnliche Grössen bis zu 6 . 4 . $^1/_2$ (∾ 150 . 100 . 12). 12 bis 25 mm zu lang. Schwerere Profile 25 bis 38 mm zu lang. Wenn Winkel in fixen Längen bestellt werden, füge 3 mm für jeden Schnitt und 25 mm für Ungenauigkeit hinzu; für schiefe Schnitte füge 25 mm für jeden Schnitt zu.

Bleche.

Universalbleche sollen für Deckplatten und überall, wo gewalzte Kanten erforderlich sind, immer vorgeschrieben werden. Die Grenzen in der Breite sind die folgenden: Flacheisen 40 bis 250 mm breit, Universaleisen 150 bis 1220 mm breit, geschnittene Bleche 305 bis 3050 mm breit. Die Grenzbreiten überdecken sich und variieren bei verschiedenen Walzwerken. Für Flacheisen bis 130 mm einschliesslich schreibe keine Abarbeitung vor. Für Bleche von 305 bis 1220 mm, wenn geschnittene Bleche möglich, schreibe vor Universaleisen oder geschnitten. Alle Weiten über 1220 mm müssen geschnitten sein. Halte Breiten in ganzen Zollen wenn möglich. Füge 3 mm in Stärke hinzu, wenn Bleche auf einer Seite, und 4,5 mm, wenn sie auf beiden Seiten gehobelt werden sollen. Schlage 6 mm zu, wenn Kanten zu hobeln. Kurze Platten in fixen Längen zu bestellen, wenn Werkstatt Vorrichtungen zum Schneiden hat. Füge 3 mm für jeden Schnitt und 25 mm für Ungenauigkeit zu.

Gitterstäbe.

Flacheisen von 50 bis 75 mm breit, 6 bis 7,5 mm stark, werden im Werklager geführt. Gitterstäbe von anderen Dimensionen werden in laufenden Fuss bestellt.

Buckelplatten.

Bestelle Buckelplatten 25 mm breiter als fertige Breite. Zu der Länge füge 20 mm für jeden Buckel hinzu.

Niete.

Niete werden auf Lager geführt mit Ausnahme derer aus besonderem Material, wo wir dem Werkleiter die ungefähre zu bestellende Tonnenzahl angeben werden.

Blechträger.

Gestatte 12 mm bei Versteifungswinkeln für jedes angepasste Ende, so dass sie für einen Anschluss abgefräst werden können, auch füge zu der Länge die Stärke für jede Kröpfung zu.

Bestelle Stegbleche 3 mm hinter Endversteifungswinkeln zurücktretend, wo offen, und 6 mm. wo sie gegen andere Teile stossen oder ın Mauern eingelassen werden. Für Bleche schmäler als 1220 mm gestatte 6 mm an Stössen, breiter als 1220 mm gestatte 12 mm. Stegbleche niedriger als 915 mm sollen 6 mm

[11]) Siehe Preisverzeichnis dieser Arbeiten auf S. 611.



niedriger als die Entfernung Rücken zu Rücken Flanschwinkel und, wenn höher als 915 mm, 12 mm schmäler sein. [11])

Gebogene Teile.

Sorge dafür, dass ein gerades Stück von wenigstens 150 mm an jedem Ende aller gebogener Stücke vorhanden ist. Für schwere Träger und Winkel soll dies Mass auf 300 mm vermehrt werden.

Während nun die Konstruktionen in nachher noch zu beschreibender Weise fertiggestellt werden, sind inzwischen von der Speditionsabteilung Wagen beschafft und von der Montageabteilung die nötigen Aufstellungsvorrichtungen, wie Holz für Portalkräne, Dampfwinden, Lokomobilen, Anlagen für Maschinennietung, Draht- und Hanfseile, Balken und Bretter in den gerade benötigten Mengen nach den ausgearbeiteten Aufstellungsplänen besorgt und Arbeiterkolonnen bereitgestellt worden. Während der Aufstellung kontrolliert dann dieselbe Abteilung den Fortschritt der Arbeiten, die Kosten für unvorhergesehene Anschaffungen, die Anstellung von neuen Arbeitern, den Anstrich und schliesslich nach beendeter Montage das Wegschaffen der Vorrichtungen auf andere Bauten.

(Fortsetzung folgt.)

[11]) Diese Bestimmungen bezwecken, das Abhobeln der Stegblechkanten unnötig zu machen und zu verhindern, dass Blech über Winkel heraustritt.

Schnellbetrieb auf den Eisenbahnen der Gegenwart.

Von Ingenieur **M. Richter,** Bingen.

(Fortsetzung von S. 620 d. Bd.)

B. Verbundlokomotiven.

Im allgemeinen ging man von der Zwillingsmaschine bei der „Atlantic"-Bauart aus verschiedenen Gründen, besonders nach amerikanischem Vorgang, unvermittelt zur Vierzylinder-Verbundmaschine über, so dass überhaupt nur drei Muster von $^2/_5$ Zweizylinder-Verbund aufzutreiben sind, und von diesen sind zwei nur in je einem Stück ausgeführt worden. Gar nicht vorhanden ist hier die Dreizylindermaschine, und bei den vierzylindrigen finden sich nur die Bauarten *Vauclain*, *de Glehn* und *v. Borries* nebst den Modifikationen *Courtin-Gölsdorf-Vauclain*, endlich *Cole* seit 1903.

A. *Zweizylinder-Verbundlokomotiven.*

Hierunter ist über die in die Tabelle S. 575 aufgenommenen Lokomotiven folgendes zu bemerken:

11. *Die Schnellzuglokomotive der Ungarischen Staatsbahnen,* gebaut 1900 von der Maschinenfabrik der Ungarischen Staatsbahn in Budapest, war im gleichen Jahre in Paris ausgestellt. Der Bau dieser Maschine konnte unternommen werden, nachdem infolge des neuen Oberbaues der zulässige Achsdruck von 14 auf 15,5 t erhöht worden war.

Die Verteilung der Achsen und die Anordnung der Feuerbüchse, welche zwischen den hinteren Triebrädern liegt und noch durch die hintere Laufachse gestützt ist, ist dieselbe wie bei der Maschine der *Kaiser Ferdinand-Nordbahn.* Die Rahmen liegen jedoch sämtlich innen, so dass die Feuerbüchse noch schmäler und länger ausfallen musste, als bei dieser. Sie ist mit Feuergewölbe versehen. Der hochliegende Kessel hat reichliche Abmessungen und besitzt auf dem vorderen und hinteren Schuss je einen Dom; die beiden Dome sind durch ein Rohr von 300 mm lichter Weite miteinander verbunden, welches durch den auf dem Mittelschuss sitzenden Sandkasten hindurchgeht und so zur Trockenhaltung des Sandes beiträgt.

Die grosse Verbundmaschine hat aussenliegende Zylinder mit einem Kolbenflächenverhältnis von 1 : 2,25. Der Hochdruckzylinder liegt rechts. Die Schieber liegen auswärts geneigt über den Zylindern; es sind *Trick*sche Flachschieber mit Entlastung von *v. Borries.*

Die beiden *Heusinger*-Steuerungen sind unabhängig voneinander verstellbar, indem die Steuerschraube auf geteilte Zugstangen wirkt; durch eine Kupplung kann auch die gleichzeitige Verstellung erreicht werden.

Das Anfahren wird erleichtert durch einen Wechselschieber, der willkürlich die Umschaltung der Zwillingsmaschine in Verbundmaschine und umgekehrt bewerkstelligen lässt.

Das Drehgestell hat kugelige Auflage 50 mm hinter der Mitte mit 30 mm Seitenspiel; die Hinterachse hat 8 mm Seitenverschiebung in den Lagern und diese selbst 15 mm Längsverschiebung mit kraftschlüssiger Rückstellung durch den Federdruck. Miteinander durch Längs-

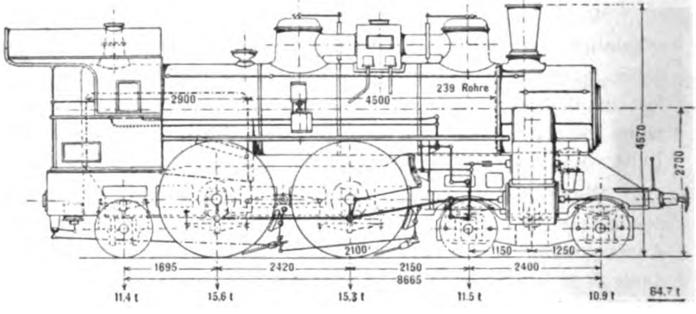


Fig. 16 a. Ungarische Staatsbahn.

hebel verbunden sind nur die Federn der Triebachsen, so dass das Ganze auf fünf Punkten gestützt ist (Fig. 16).

Die *Westinghouse*-Bremse wirkt auf die Triebachsen einseitig. Der Tender ist dreiachsig. Für eine höchste Geschwindigkeit von nur 90 km/St. sind die Triebräder

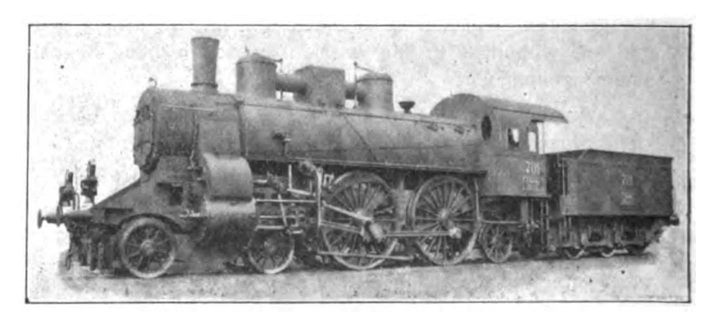


Fig. 16 b. Ungarische Staatsbahn.

wohl etwas zu gross angenommen; es würde statt 2,1 m Durchmesser ein solcher von 1,75 m genügt haben, wie in Preussen zu beobachten ist.

Diese durchweg schön ausgeführte imposante Lokomotive ist neuerdings mit Zwillingsmaschine in einem weiteren Exemplar ausgeführt worden. Der Zylinderdurchmesser beträgt 485 mm, so dass dieselbe Zugkraft

erreicht wird. Die Schieber sind Kolbenschieber mit innerer Einströmung, und haben sich so bewährt, dass nun auch die Verbundmaschine mit solchen umgebaut worden ist.

Beide Lokomotiven fahren auf der Linie Budapest—Marchegg, und befördern 200 t h. T. auf Steigungen von 1 : 143 mit 60 bis 65 km/St., wobei etwa 850 PS zu leisten sind. Die in die Tab. S. 575 eingetragene Höchstleistung von 1220 PS könnte nur mit Verfeuerung von Kohle von sieben- bis achtfacher Verdampfung erreicht werden, während der ungarischen Staatsbahn nur solche von sechsfacher Verdampfung zur Verfügung steht. Was dies ausmacht, erhellt am besten daraus, dass die Maschine der Pfalzbahn (No. 2 dieser Besprechung) 220 t h. T. auf 1 : 100 mit derselben Geschwindigkeit zu befördern hat, entsprechend einer Mehrleistung von etwa 150 bis 200 PS.

Auf der erwähnten Strecke finden übrigens die schnellsten Fahrten der ungarischen Bahnen (und zugleich der österreichischen) statt, nämlich:

Pressburg—Neuhäusel	91 km	1 St.	9 Min.	79,1 km/St.
Neuhäusel—Budapest W.	122 „	1 „	35 „	77,2 „

Es ist dies der Zug 105, bestehend aus fünf D-Wagen zu 34 t und einem Kopfwagen von 12 t, zusammen 182 t h. T. (leer). Rückwärts ist mit Zug 108 die Fahrzeit Neuhäusel—Pressburg 1 Min. länger, also 78,0 km/St. Das Längenprofil der Strecke ist sehr günstig; gleich bei der Ausfahrt aus Pressburg ist ein Gefälle von 1 : 150, dann eine Reihe von solchen von 1 : 300 vorhanden, wenn auch einzelne Gegensteigungen von 1 : 300 nicht fehlen.

Eine ähnliche Lokomotive von kleineren Abmessungen wurde 1901 auf der *österreichischen Nordwestbahn* in Dienst gestellt, um die Schnellzüge Wien—Znaim und Wien—Gross Wossek—Tetschen bei einem Gewicht von 220 t h. T. mit 80 km/St. zu befördern über das Hügelland von Mähren und im Elbetal.

Die Anordnung ist ziemlich dieselbe wie bei der vorigen Lokomotive, nur hat die Maschine Verbundwirkung nach System *Gölsdorf* (ohne Anfahrvorrichtung, indem bei Ueberschreiten einer gewissen Füllung, d. h. eines bestimmten Schieberweges Einkerbungen im Gesicht des Niederdruckschiebers frei werden, so dass Füllungen

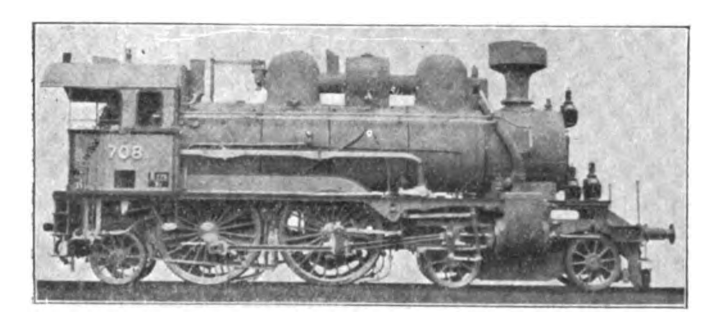


Fig. 17. Oesterreichische Nordwestbahn.

bis 94 v. H. entstehen, und zwar in beiden Zylindern, da diese Einkerbungen durch eine Rohrleitung mit dem Einströmrohr des Hochdruckzylinders in Verbindung stehen). Die im Elbetal laufenden Maschinen werden mit Braunkohle gefeuert und haben deshalb Funkenfangaufsatz auf dem Kamin mit hinterem Windschirm (Fig. 17).

Die Hauptabmessungen sind:

Zylinderdurchmesser .	500/760 mm
Kolbenflächenverhältnis	1 : 2,3
Kolbenhub	650 mm
Triebraddurchmesser .	1920 „
Kesseldruck	13 at
innere Heizfläche . . .	158,0 qm
Rostfläche	2,9 „
Adhäsionsgewicht . . .	28,0 t
Dienstgewicht	61,5 t

12. Die *Schnellzuglokomotive „Dr. v. Clemm“ der Pfalzbahn* ist im Jahre 1900 von *Krauss*-München erbaut und in Paris ausgestellt worden, freilich in einer ganz anderen Form, als sie jetzt im Betrieb aufweist.

Die Geschichte dieser Maschine ist so interessant, dass sie füglich hier die Besprechung verdient.

Die ursprüngliche Form ist durch die äussere Abbildung (Fig. 18) und durch die Zusammenstellungszeichnungen (Fig. 19a—e) wiedergegeben; sie war dazu berufen, im Schnellbetrieb eine hervorragende Rolle zu spielen, da sowohl das Anfahr- als auch das Massenausgleichs-Problem in theoretisch vollkommener Weise an ihr gelöst war. Zunächst möge beschrieben werden, was ausserhalb dieser Besonderheiten liegt und bis heute beibehalten ist.

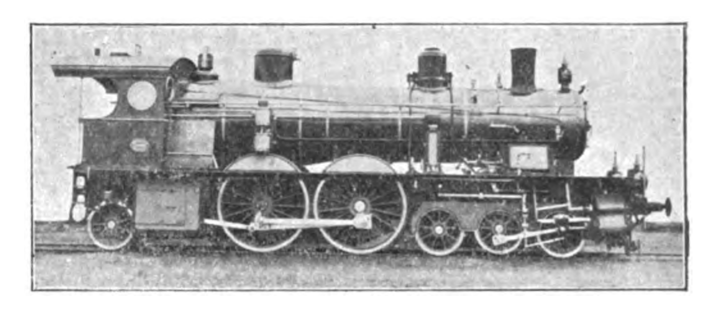


Fig. 18. Kraussche Schnellzuglokomotive mit Vorspannachse, Paris 1900.

Die Hauptmaschine ist $^2/_5$ gekuppelt. Die beiden vorderen Laufachsen (d. h. die erste und dritte Achse) bilden ein Drehgestell, dessen Zapfen 380 mm vor der Mitte liegt, und zwar aus konstruktiven Rücksichten; dasselbe hat Seitenverschiebung mit Rückstellung durch Kegelschneckenfedern. Die Belastung des Gestells geschieht durch zwei in der Längsmitte beiderseits in Rotguss-Gleitpfannen aufliegende halbkugelige Tragzapfen, welche in einem an die Zylinder sich anlehnenden Querträger eingelassen sind. Die Achsbüchsen der Vorderachse sind durch zwei parallele untenliegende Querfedern verbunden, während die Hinterachse des Gestells in jeder Achsbüchse einzeln durch Längsfedern belastet ist. So ist also das Gestell in drei Punkten gestützt.

Die hintere Laufachse unter dem Führerstand liegt in einem Bisselgestell mit 1570 mm Deichsellänge, welche mit dem Radius der hinteren Drehgestellachse in bezug auf den Drehzapfen übereinstimmt. Die Belastung sowie die Rückstellung geschieht durch Keilflächenstützen, und zwar sind die Tragfedern Blattfedern, aber wegen Platzmangels der Querrichtung nach aufgestellt und unabhängig voneinander. Die inneren Gehänge waren an den wagerechten Hebeln einer vor der Achse parallel zu ihr liegenden Ausgleichswelle, die äusseren zur Erzielung von besonderer Weichheit in drei Gummiringen von 200 m Durchmesser aufgehängt. Die Ausgleichswelle war durch Kniehebel und Zugstange mit den Tragfedern der hinteren Triebachse verbunden. Die Tragfedern beider Triebachsen sind Blattfedern von 1100 mm Länge, stehen über den Achsbüchsen und sind unter sich jederseits durch Längshebel ausgeglichen.

Die Stützung des Ganzen erfolgt also in vier Punkten. Der Drehgestell- wie der Hauptrahmen liegt durchweg innen, und der letzte, obwohl aus zwei Stücken gebildet, ist ganz durchgeführt; die Stosstelle (mit Ueberlappung) befindet sich hinter der vorderen Triebachse. Um den tiefen breiten Rost aufzunehmen, ist der Rahmen in senk-

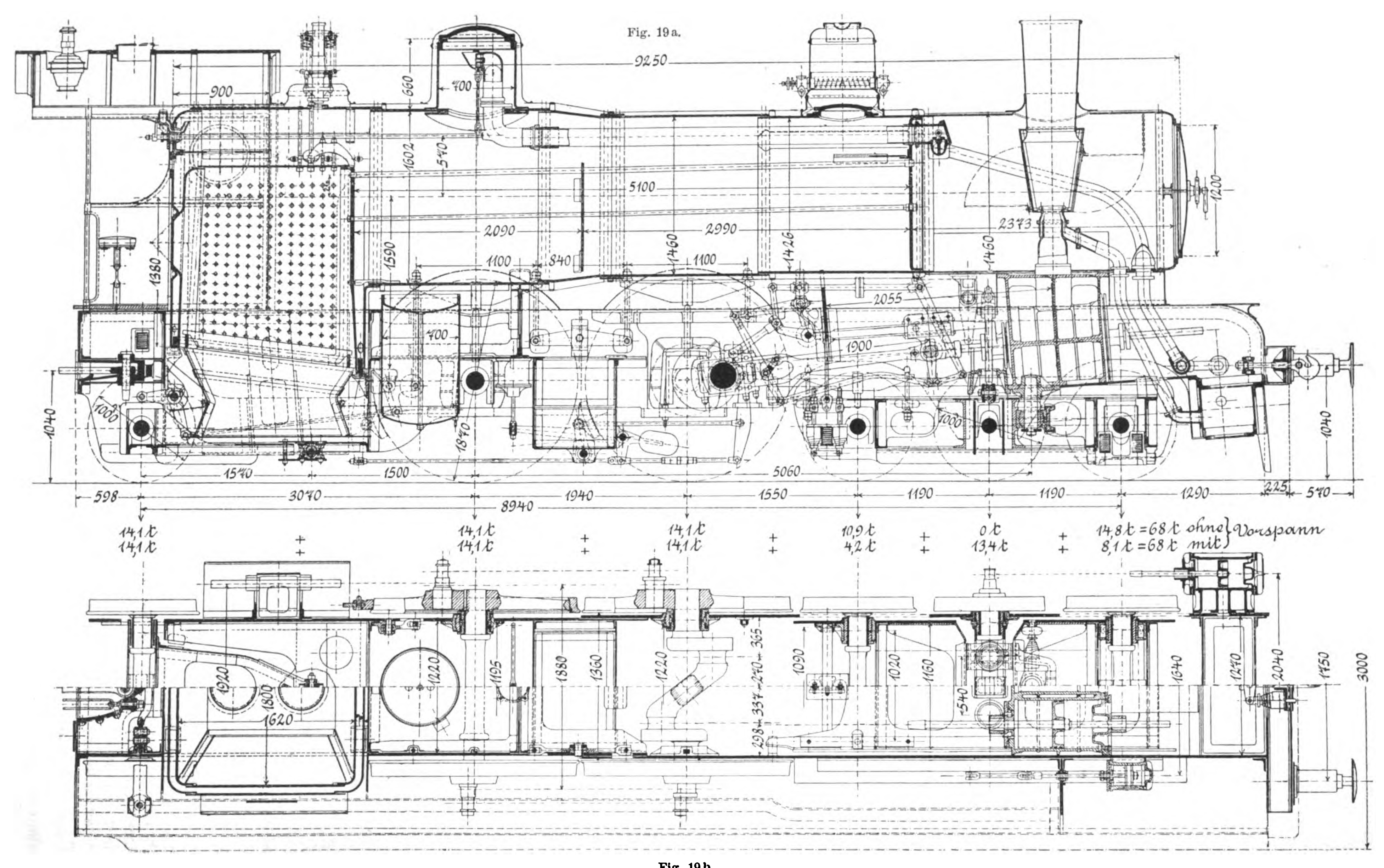


Fig. 19a.

Fig. 19b.

Fig. 19a—e. Kraussche Schnellzuglokomotive mit Vorspannachse (ursprüngliche Form).

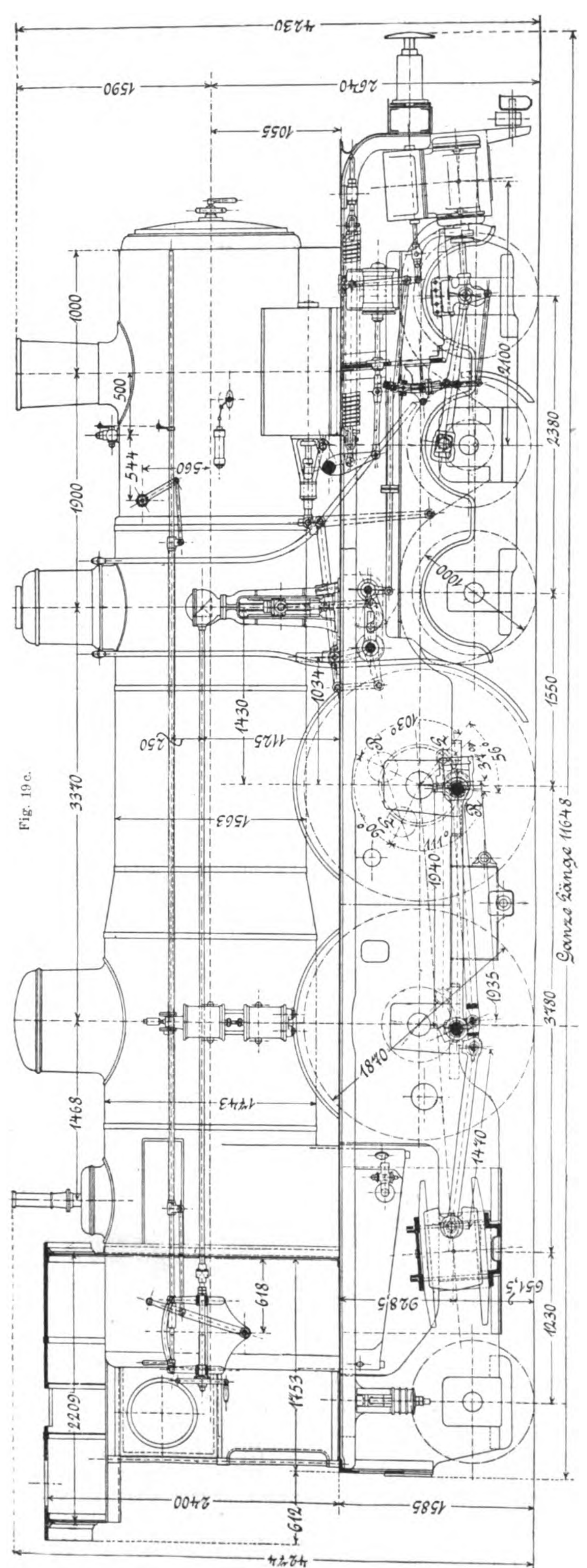


Fig. 19c.

rechter Ebene an dieser Stelle stark abwärts gekröpft. An Versteifung der Quere nach ist genügend gesorgt durch vordere Stirnwand, Hauptzylinder, Gleitbahnträger, wagerechte Wand über der Kuppelachse, senkrechte Wand vor und hinter der Feuerbüchse, Kupplungskasten und hintere Stirnwand; ferner ist zwisehen die beiden Triebachsen ein Kasten eingebaut, welcher (wie bei der Lokomotive No. 2 dieser Besprechung) während der Fahrt bestiegen werden kann und das Nachsehen der Hauptmaschine gestattet.

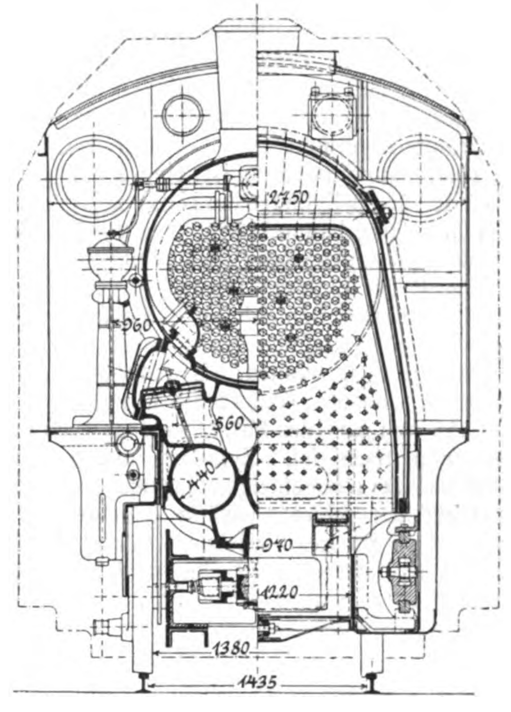


Fig. 19d.

Der Kessel ist der Bauart nach derselbe wie bei der soeben erwähnten anderen Lokomotive der Pfalzbahn, aber ziemlich grösser: Wagon-top mit breiter tiefer Feuerkiste über den Rahmen; jedoch ist der konische Schuss zur Vergrösserung des Dampfraumes hier zwischen den zweiten und dritten zylindrischen Langkesselschuss eingeschaltet;

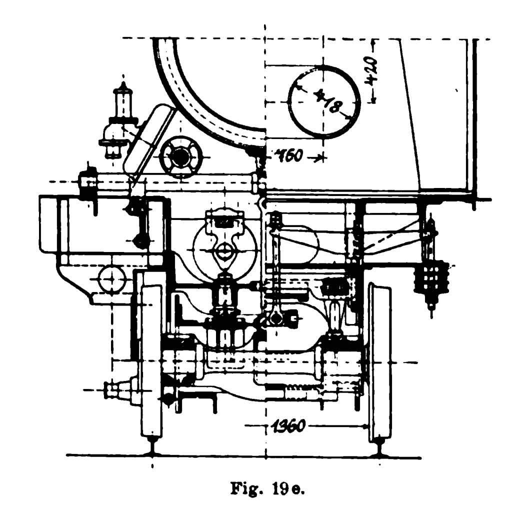


Fig. 19e.

der dritte trägt den Dom. Die Kesselhöhe von 2,64 m über S. O. ist für Deutschland damals beträchtlich gewesen. Die Feuerbüchse hat zwei Türen zur bequemen abwechselnden Beschickung, aber kein Feuergewölbe.

Bei der grossen Rohrlänge von 5,1 m wurde eine Stützwand gegen das Durchhängen im Abstand von 2,1 m vor der Feuerbüchse angebracht.

In die damals unerreicht lange Rauchkammer (2,375 m) ragt das Kamin tief hinein. Der *Sturm*sche Funkenfänger

80*

ist wie bei der Lokomotive „v. Neuffer" auch hier vorgesehen. Derselbe besteht aus einem umgekehrten Pyramidenstumpf aus gelochten Blechen; die Vorder- und Hinterwand sind nach oben bezw. unten aufklappbar, und zwar wird das Aufklappen besorgt durch einen kleinen, aussen an der Rauchkammer liegenden Dampfzylinder mit Kurbel. Sobald die Maschine arbeitet, steht der Kolben dieses mit dem Einströmrohr in Verbindung gesetzten Zylinders unter Druck, und der Kasten schliesst sich; ist Dampf abgestellt, so öffnet sich derselbe wieder, so dass die Abgase geringeren Austrittswiderstand haben und die Siederohre zum Putzen zugänglich sind, während bei geschlossenem Kasten durch die Tätigkeit des Blasrohres, das am Boden des Kastens sitzt, die Gase zum Durchgang gezwungen werden.

Die Hauptdampfmaschine ist eine Zweizylinder-Verbundmaschine, deren Zylinder die Neigung 1 : 14 aus konstruktiven Gründen erhalten haben. Die vordere der beiden Triebachsen wird angetrieben; gleichwohl ist die Zylindermittellinie nach der hinteren Triebachse gerichtet, so dass eine ziemlich grosse „Schränkung" entsteht. Die beiden ungleichen Zylinder konnten nicht anders zwischen den Rahmen untergebracht werden, als dadurch, dass man sie unsymmetrisch einbaute; die rechte Mittellinie liegt 270, die linke 355 mm aus der Mitte, so dass auch die Kröpfachse unsymmetrisch ist. Zylinder und Schieberkasten bilden alle zusammen ein einziges Gusstück und zwar liegen die Schieberkästen schief auswärts geneigt auf den Zylindern, so dass sie frei zwischen Laufblech und Rauchkammer liegen. Die Schieber selbst sind *Trick*sche Flachschieber.

Die Steuerschraube liegt nach dem Muster der französischen Westbahn *senkrecht* in einer auf dem Laufblech stehenden gusseisernen Säule unmittelbar bei der Kulisse, so dass sie den Stein durch eine kurze Zugstange stellt. Sie erhält ihre Bewegung mittels Kegelräderpaares von einer wagerechten Welle durch das gewöhnliche Steuerrad. Die Vorteile dieser Anordnung sind: Wegfall der schweren, federnden und klirrenden Zugstange, sowie des schwerfälligen federnden Steuerbockes.

Die Anfahrvorrichtung ist die alte *Lindner*sche, bestehend aus Anfahrhahn und Entlastungskanälen im Hochdruckschieber, in Verbindung mit dem *Krauss*schen Unterbrechungsschieber, durch welchen die Zufuhr von Frischdampf zum Niederdruckzylinder in solchen Kurbelstellungen verhindert wird, in welcher der Gegendruck schädliche (hemmende) Folgen haben würde. Diese Vorrichtung ist mit der rechten Steuerungskulisse zwangläufig verbunden, und versagt nie, wenn man den Zylindern eine grösste Füllung von mindestens 86 v. H. geben kann. Dies wurde hier bei der Niederdruckseite von selbst schon erreicht, bei der Hochdruckseite dagegen durch 16 mm tiefe und 20 mm breite Einkerbungen im Schieberlappen hergestellt.

Der *Lindner*sche Wechselschieber sitzt in einem an die Vorderseite des Niederdruck-Schieberkastens angestossenen Zylinder; dieser Kasten selbst trägt in einem Stück ein Sicherheitsventil für 6 atm und ein *Ricour*sches Luftsaugeventil für Leerfahrt.

(Fortsetzung folgt).

Neuerungen auf dem Gebiete der Maschinenelemente.

Von **A. Schmidt**, Ingenieur, Westend.

Ventile.

Dass Ventile als Maschinenelemente angesehen werden dürfen, könnte vielleicht hier und da bestritten werden, jedoch nimmt der Sprachgebrauch hier, wie so oft, den Teil für das Ganze, und umgekehrt, in Anwendung.

Im wesentlichen handelt es sich doch bei jedem Ventil um Ausbildung und Einbau des Ventilkegels und -sitzes im Gehäuse und dessen konstruktive Anordnung im Verhältnis zu ersteren.

Es gibt hauptsächlich zwei Gesichtspunkte, nach denen Ventile im Gebrauch sich unterscheiden, und das ist erstens die paarschlüssige, durch äussere Kräfte bedingte, zweitens die innenkraftschlüssige, durch Bewegung der Flüssigkeit hervorgerufene Ortsveränderung des Ventilkegels.

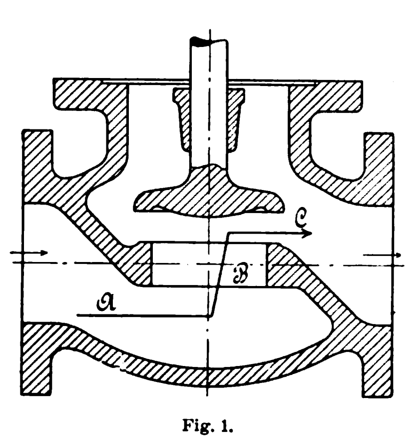


Fig. 1.

Im ersten Fall haben wir es mit einem Sperrwerk zu tun, das der Flüssigkeit für längere Zeit freie Bahn bietet, oder sie von dieser trennt.

Im zweiten Fall lässt das Ventil in kurz hintereinander folgenden Abschnitten begrenzte Flüssigkeitsmengen aus einem Raum in den anderen treten.

In beiden Fällen muss es als wesentlich erscheinen, dass die Flüssigkeit vor und nach dem Durchfliessen der Spaltöffnung so geführt wird, dass sie möglichst keine Stösse erleidet und somit keine grosse oder doch nur sanfte Richtungsänderung erfährt.

In der üblichen Ausführung des normalen Absperrventils der ersten Art (Fig 1) zeigt sich für das Haupterfordernis wenig Verständnis.

Betrachtet man die Form des Gehäuses unter und über dem Ventilsitze, so ist auf den ersten Blick klar, dass eine zweifache Ablenkung aus der Bewegungsrichtung, einmal aus A in B, dann aus B in C stattfinden muss, um die flüssige oder gasförmige Durchflussmenge schliesslich in gerader Richtung weiter zu bewegen.

Der Dampfmaschinenbau erkennt diesen Uebelstand an mit Feststellung des erfahrungsgemässen Spannungsabfalls von $^1/_2$ Atmosphäre vom Kessel bis zur Maschine auch bei kurzer Dampfleitung. — Es ist eigenartig, wie fest die Praxis an solchen gebräuchlichen und doch augenfällig unvorteilhaften Konstruktionen hängen bleibt, während es doch ein leichtes wäre, hier den so notwendig erscheinenden Schritt vorwärts zu tun.

Beispielshalber möchte ich auf die Bauart eines selbsttätigen Absperrventils für Rohrbrüche (Selbstschlussventil) hindeuten, welches die Firma *Dreyer, Rosenkranz & Droop* in den Handel bringt (Fig. 2). Der Teller T ist hier durch die Hebel H und H_1 beweglich, und augenscheinlich ist ein Schluss des Ventils bei senkrechter und wagerechter Lage durch zweckentsprechende Hebelanordnung leicht ausführbar.

Gleichzeitig würde durch die Abänderung in diesem Sinne ein zweiter grosser Nachteil der Normal-Anordnung behoben, nämlich das sich Schiefstellen und Undichtwer-

den der Kegel- und Sitz-Dichtungsflächen, hervorgerufen durch im wesentlichen einseitiges Durchfliessen.

Diesem einen letzteren Uebelstand wird jetzt durch eine neue Anordnung von Sitz und Ventilkörper zueinander nach Patent *Wiss*, D. R. P. No. 133 859 (Fig. 3), seitens mehrerer grösserer Firmen (*A. L. G. Dehme*, *Schäffer & Budenberg* u. a. m.) in anerkennenswerter Weise entgegengearbeitet. Es wäre wünschenswert im Sinne der Vervollkommung der Rohrleitungen für flüssige und gasförmige Körper, wenn diesem ersten Schritt zur Verbesserung der zweite folgte, denn damit, dass eine Firma den Vorteil durch ständige Verbesserung ihrer Fabrikate im Auge behält, dient sie nicht nur der Allgemeinheit, sondern auch sich selbst am besten.

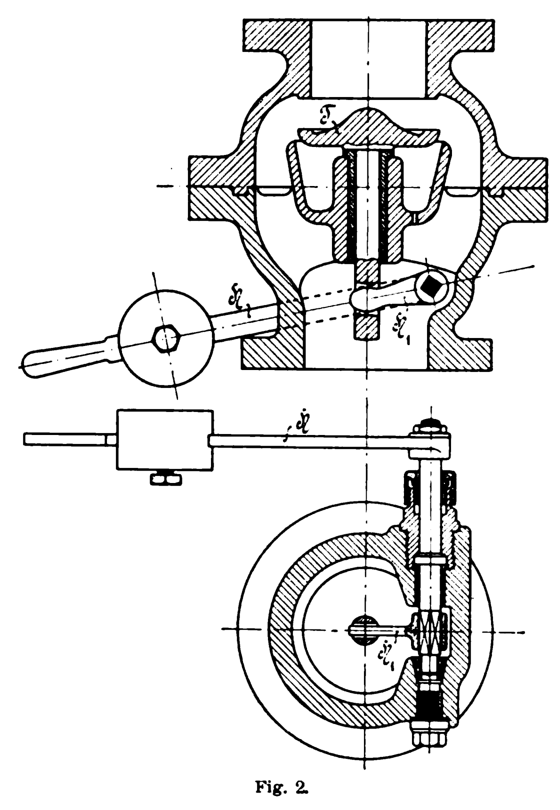


Fig. 2.

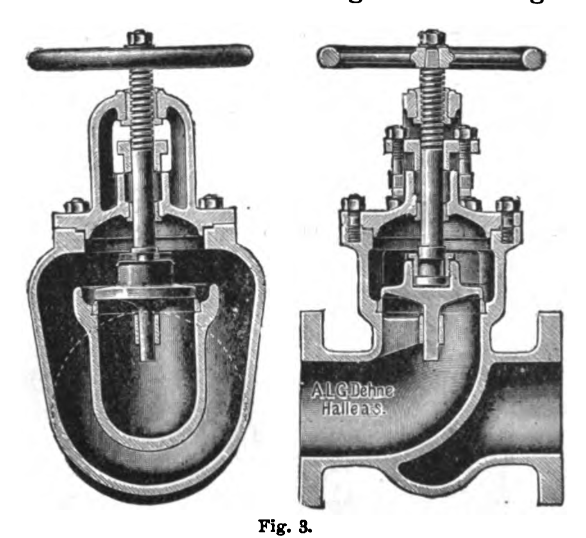


Fig. 3.

Der zweite Schritt läge in der Anordnung nach der in Fig. 2 gekennzeichneten Art; denn wie Fig. 3 zeigt, wird in der Anordnung nach Patent *Wiss* der Flüssigkeit unter dem Ventilkegel Abflussmöglichkeit nach zwei Seiten gegeben. Derselbe Grundgedanke, der in dieser Anordnung zutage tritt, ist ganz ausser Zusammenhang in der Bauart des Auspuffventils von *Gebrüder Körting* (Fig. 4) zu finden. Dieser allseitige Austritt der Flüssigkeit sichert ein bedeutend längeres gutes Dichthalten der Schliessflächen, gemäss der angestellten Dauerversuche mit solchen Ventilen [1]).

Immerhin ist noch eine erhebliche und mehrfache Ablenkung der Bewegungsrichtung für die Durchgangsflüssigkeit in der Konstruktion bedingt, die bei einer Anordnung nach Fig. 2 ganz behoben werden könnte.

Einen anderen Weg, um Undichtwerden der Dichtungsflächen zu verhindern, betritt die Firma *Holden & Broke Limited,* West Gorton, Manchester. [2])

Die Absperrung (Fig. 5) erfolgt durch zwei Kegel von sehr verschiedener Neigung, die zwischen den ihnen zugehörigen Dichtungsflächen eine Mitteldruckzone bestehen lassen. Diese Ausführung erscheint nicht gerade empfehlenswert. Ist es an sich schon schwierig, zwei starr miteinander verbundene Kegelflächen gleichzeitig zum Dichten zu bringen, dann umsomehr, wenn die Kegel keine gemeinsame Spitze haben. Jedenfalls wird eine derartige Ausführung räumlich (axial) zu ausgedehnt und auch recht kostspielig.

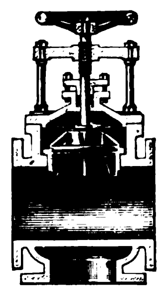


Fig. 4.

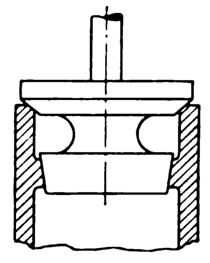


Fig. 5.

Es ist anzuerkennen, dass der Forderung, freien Durchgang ohne Aenderung der Stromrichtung zu schaffen, von vielen Konstrukteuren nachgegeben und auch durch Einbau von Schiebern in die Rohrleitungen an Stelle von Ventilen erreicht wird. Infolge ihrer grösseren Bauhöhe und Gewichte sind Schieber aber keine sehr bequemen

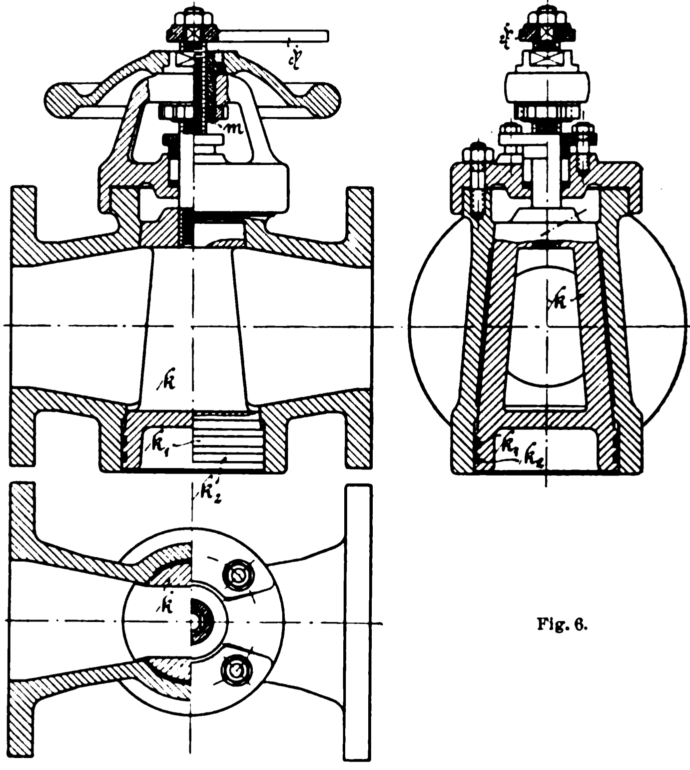


Fig. 6.

[1]) Z. d. V. d. I. 1905, Heft 49.
[2]) Engineering, 1905, Bd. I, S. 61.

Einbaustücke und deshalb ebenso, wie der Pflockhahn, auch wegen des äusserst zeitraubenden Schliessverfahrens, seitens des Maschinenpersonals nicht gern gesehen, da die Schliesszeit des Schiebers etwa die vierfache des Ventils mit gleich grossem Durchmesser betragen muss.

Ausserdem sind in Rohrleitungen, die mit Absperrschiebern versehen sind, wegen der langen Dauer des Schliessens Selbstschlussventile erforderlich, um schweren Gefahren bei Rohrbrüchen vorzubeugen; dabei bleiben Rohrbruchventile wegen der bei ihrem Inkrafttreten unausbleiblichen Beschleunigungen stets von äusserst zweifelhaftem Wert.

Es fragt sich nun, ob nicht ein Absperrmittel zu finden wäre, welches nicht nur den Durchfluss der Leitungsfüllung ohne Richtungsänderung sowie ohne einseitige Strömung ermöglicht, sondern sich auch schnell schliessen lässt.

Zunächst käme hier wieder das bereits mehrfach erwähnte Selbstschlussventil der Firma *Dreyer*, *Rosenkranz* & *Droop* als Vorbild in Frage, bei welchem mittels der Hebel H und H_1 (Fig. 2) durch zweckmässige Anordnung alles Wünschenswerte zu erzielen ist.

Aber auch ein anderer Weg kann hier wohl mit Erfolg bis zu einer gewissen Grenze beschritten werden.

Denken wir uns das Küken eines Pflockhahnes (Fig. 6) mit Durchgangsöffnung versehen und somit die Grundlage der normalen Hahnkonstruktion festgehalten. Um aber das Küken k zu drehen, was mittels des Hebels H geschehen soll, werde es durch Drehen der Handradmutter m leicht angehoben und dann erst in die gewünschte Stellung gedreht. Das Schliessen geschieht hier ähnlich wie bei Pflockhahn und Schieber durch Drehen der Handradmutter, jedoch wegen des geringen erforderlichen Hubes in ganz geringem Umfang.

In dieser Vereinigung von Hahn und Schiebereigenschaften dürfte alles zu finden sein, was vorhin als Erfordernis einer guten Absperrvorrichtung hervorgehoben wurde.

Beim Durchfluss erleidet der Flüssigkeitsstrahl nur eine geringe Formänderung.

Die Schliessbewegung wird nach Entlastung der Dichtungsfläche ohne Anstrengung mit beliebiger Geschwindigkeit ausführbar.

Die Dichtung nach Richtung der Kückenmittellinie wird nur während der Drehung durch die Kolbenringe k_1 und k_2 einerseits und die Stopfbüchse andererseits übernommen. Im übrigen erfolgt die Abdichtung durch den oberen und unteren Rand der Kegelfläche des Kükens k.

Diese Ausführung empfiehlt sich besonders für grosse Abmessungen, bei welchen sonst wegen übermässiger Kükenreibung die Verwendung des Hahnes ausgeschlossen ist.

Die hier vorliegende schematische Darstellung schliesst natürlich nicht alle konstruktiven Erfordernisse ein, welche einzelne Fälle bedingen müssen. Sie legt nur den Grundgedanken fest, der sich bei geschickter Verwendung dazu eignet, eine wesentliche Vervollkommnung in Rohrleitungsnetzen aller Art herbeizuführen.

(Fortsetzung folgt.)

Kleinere Mitteilungen.

Gegenstrom-Vorwärmer „Contra".

Bei einem Dampfkessel sind vornehmlich zwei Faktoren, welche einen möglichst günstigen Nutzeffekt und einen dauernd guten Zustand der Kesselanlage gewährleisten: hochgradige Erwärmung des Speisewassers und möglichst vollständige Reinigung des letzteren. Für den Dampfkesselbetrieb ist die Bildung von Kesselstein eine ebenso oft eingehend erörterte, wie lästige Erscheinung, die ausser den bekannten Gefahren auch erhöhte Betriebskosten durch Verminderung des Wärmeübertragungsvermögens der Kesselbleche, sowie durch die sehr häufig erforderliche Reinigung derselben mit sich bringt. Die Ausscheidung des Kesselstein bildenden Kalkgehaltes im Wasser findet zum Teil statt bei einer ziemlich hohen Erwärmung des letzteren. Würde nun das Speisewasser schon vor der Einführung in den Kessel auf eine genügend hohe Temperatur gebracht werden können, so würde man hierdurch den Vorteil erreichen, dass sich diese das Speisewasser verunreinigenden Teile in grösserer Menge ausserhalb des Kessels niederschlagen.

Eine geeignete Konstruktion des Vorwärmers, der diesen Bedingungen entspricht, würde den Betrieb zu einem möglichst billigen gestalten, und auch der Dampfkesselanlage eine möglichst lange Lebensdauer und ein Minimum von Reparaturbedürftigkeit sichern.

Fast alle heute noch allgemein in Verwendung stehenden Vorwärmer sind mit einem innen liegenden Röhrensystem ausgestattet, durch welches das Speisewasser läuft, während der Abdampf dasselbe umspült, und umgekehrt.

Die Anwendung von Röhren bringt jedoch den Uebelstand mit sich, dass sie sich bald mit Kesselstein belegen, wodurch die ursprüngliche Heizfläche beeinträchtigt, die Wärmedurchlässigkeit aber wesentlich verringert wird. Dieser Misstand bedingt zunächst eine häufige Reinigung des inkrustierten Röhrensystems, die in manchen Fällen wegen Zeitmangels des Heizers gar nicht und dort, wo sie doch stattfindet, nur in unzulässigem Masse durchgeführt wird, weil vielfach schlecht an die Röhren heranzukommen ist. Die stärkere Ausdehnung der Metallröhren führt ferner zur Lockerung und zum Undichtwerden der Rohrdichtungen. Das Rohrbündel wird von einem einzigen Dampfraum, der überall eine gleichmässige Temperatur besitzt, umgeben, so dass von Gegenstrom des Dampfes zum Wasser eigentlich nicht gesprochen werden kann, und das sich erwärmende Wasser bald nur mehr wenig Wärme vom Dampf aufnehmen kann.

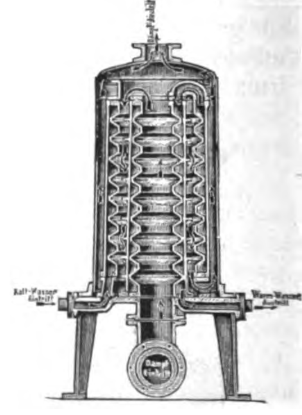


Fig. 1.

Diese Erwägungen waren bestimmend, dass der Konstrukteur des neuen Vorwärmers „Contra", D. R.-Patent No. 137 698, Oberingenieur *Carl Henning*, mit dem alten Prinzip des innenliegenden Röhrensystems brach. Fig. 1 zeigt den Apparat im Längsdurchschnitt, Fig. 2 seine einzelnen Bestandteile. Wie aus beiden Darstellungen

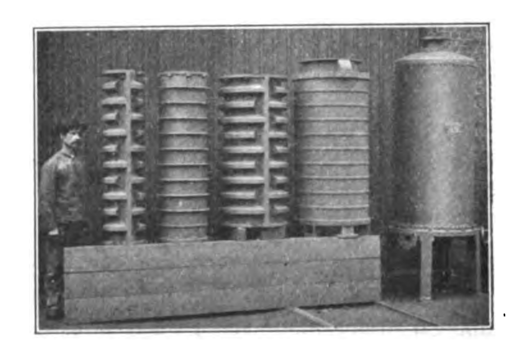


Fig. 2.

zu ersehen, verläuft der Kanal für das zu erwärmende Speise-

wasser in dem äusseren, zweier konzentrisch angeordneten zylindrischen Wasserelementenkörper in Schlangenform in ansteigender Richtung, tritt oben in den inneren Wasserelementenkörper über, wo er in absteigender Richtung ebenfalls in zahlreichen Windungen verläuft.

Das Speisewasser bewegt sich dabei im Gegenstrom zu der Dampfrichtung; der Dampf strömt in den zylindrischen Raum, den das innere Wasserelement umschliesst, ein, findet hier an der gewellten Wandung eine grosse Fläche zur Wärmeabgabe und tritt dann oben in den Ringraum zwischen beiden Wasserelementen über, denselben in absteigender Richtung durchströmend, die gerippte Wandung des äusseren und die gewölbte Wandung des inneren Wasserelementes beheizend. Unten tritt der Dampf in den Aussenraum ein, wo er dann emporsteigend, den Vorwärmer durch das Ausströmrohr verlässt.

Es sind hier also drei Dampfräume vorhanden, in welche der Dampf nacheinander übertritt. Da der frisch eintretende Dampf dem bereits stark erhitzten Wasser entgegenströmt, muss die Wassertemperatur die grösste Steigerung erfahren. Der Dampf kühlt sich auf seinem Wege aus einem Dampfraum in den anderen beständig ab und trifft immer kälteres Wasser an, welches immer noch energisch dem Dampf Wärme entziehen kann, da die Temperaturdifferenz zwischen Wasser und Dampf immer erheblich bleibt.

Der Wasserweg ist ausserordentlich lang und hat überall denselben Querschnitt, gleich dem der Druckleitung der Speisepumpe, so dass das Speisewasser im Vorwärmer dieselbe Geschwindigkeit besitzt, wie in der Druckleitung. Die hohe Wassergeschwindigkeit, sowie die zahlreichen Richtungswechsel des Wasserkanals veranlassen ein starkes Bespülen der beheizten Wandungen und ein intensives Mischen der Wasserteilchen, wodurch die Wärmeübertragung möglichst begünstigt und ein Ansetzen von Kesselstein oder Schlamm verhindert wird. Der Wirkungsgrad des Gegenstrom-Vorwärmers „Contra" bleibt daher stets auf derselben Höhe, wodurch er sich von anderen Systemen vorteilhaft auszeichnet.

Die Konstruktion des Apparates ist sehr einfach. Die Wasserelementenkörper bestehen jedes aus zwei ineinander gesteckten Gusszylindern, von denen der innere gewellte die Kanäle für das Wasser bildet. An den Berührungsstellen sind die Körper abgedreht und passen lose ineinander. Sie können nach längerer Zeit behufs Reinigung mittels Bürsten leicht voneinander abgezogen werden; die ganze Arbeit erfordert einige Stunden. Da die starken Gusskörper keiner Abnutzung unterworfen sind und nicht undicht werden, so sind Reparaturen ausgeschlossen.

Die mit dem „Contra"-Speisewasser-Vorwärmer erzielten Resultate sind hervorragend befriedigend. In der Eisengiesserei und Maschinenfabrik *Krigar & Ihssen*, Hannover, ist der erste dieser Apparate längere Zeit hindurch erprobt worden, welcher mit dem Abdampf einer 110 PS.-Dampfmaschine geheizt wird; derselbe erhitzt das Speisewasser vor Eintritt in den Kessel auf 90 bis 91,5° C., während der früher gebrauchte Vorwärmer eine Wassertemperatur von höchstens 60° C. erreichte. Der Dampfkessel hat eine Heizfläche von 82 qm, die Speisepumpe drückt stündlich etwa 1800 l Wasser durch den Vorwärmer in den Kessel. Die Kohlenersparnis, welche durch den Gebrauch des Gegenstrom-Vorwärmers erzielt wird, beläuft sich durchschnittlich auf 500 kg täglich = 23 v. H., was bei einem Kohlenpreis von 1,25 M. für 100 kg eine jährliche Ersparnis (300 Arbeitstage) von 1875 M. darstellt.

Eine weitere Anlage befindet sich im Kesselhaus der *Regina-Bogenlampenfabrik* in Köln in Verbindung mit einer 32 PS.-Heissdampflokomobile, und haben dort eingehende Versuche ergeben, dass das Speisewasser dauernd auf 92—95 v. H. erhitzt wird. Erst vor einigen Wochen sind eingehende und ausführliche Versuche mit einem Vorwärmer „Contra" von grösseren Abmessungen von der Firma *de Fries & Co.*, Aktiengesellschaft in Heerdt bei Düsseldorf vorgenommen worden. Diese Versuche sind noch nicht ganz abgeschlossen, aber soviel lässt sich jetzt schon mit Bestimmtheit feststellen, dass diese Versuche alle Erwartungen übertroffen haben und mit dem Apparat eine tägliche Kohlenersparnis von etwa 1000 kg erzielt worden ist.

Die Verwendung des Apparates beschränkt sich nicht auf Einzylinder-Auspuffmaschinen, vielmehr wird der Apparat auch mit grossem Vorteil zwischen dem Dampfzylinder und Kondensator einer mit Kondensation arbeitenden Maschine, bezw. zwischen dem Niederdruckzylinder und Kondensator bei Verbundmaschinen eingeschaltet. Er wirkt hier gleichzeitig als Speisewasser-Vorwärmer und als Oberflächen-Vorkondensator und trägt ausserordentlich zur Verbesserung des Vakuums bei, während an Einspritzwasser wesentlich gespart werden kann.

Ausser als Speisewasser-Vorwärmer für Dampfkesselbetrieb findet der Apparat „Contra" ein weiteres Verwendungsgebiet in der chemischen Industrie als Gaskühlapparat und zum Anwärmen von Laugen und Lösungen, wozu er gerade wegen seiner Bauart (ganz aus Gusseisen, der Aussenmantel wird in diesem Falle auch auch Gusseisen hergestellt) sich hervorragend eignet, da Schmiedeeisen und Metall (im Gegensatz zu Gusseisen) rasch angegriffen werden. Auch in der Textilindustrie, in Färbereien und Brauereien dürfte der Vorwärmer wegen seiner soliden Konstruktion, seiner hohen Leistungsfähigkeit und sehr geringen Platzverbrauches als kontinuierlicher Heisswasserapparat sich rasch Eingang verschaffen.

Das Ausführungsrecht dieses vorbeschriebenen Gegenstrom-Vorwärmers „Contra" hat die Eisengiesserei und Maschinenfabrik von *Joh. Dietz*, Altona-Ottensen, übernommen.

Elektrolytbleiche (System *Haas* und Dr. *Oettel*).

Leitet man durch eine wässrige Lösung von Chlorkalium oder von Kochsalz den elektrischen Strom, so entsteht unterchlorigsaures Salz. Schon lange hat man danach gestrebt, die so gewonnenen Lösungen als Bleichflüssigkeiten an Stelle von Chlorkalk in der Industrie zu verwenden; indessen bot die Auffindung eines geeigneten Stoffes für die Elektroden grosse Schwierigkeiten, weil selbst die teure Platinfolie der Zerstörung anheim fiel.

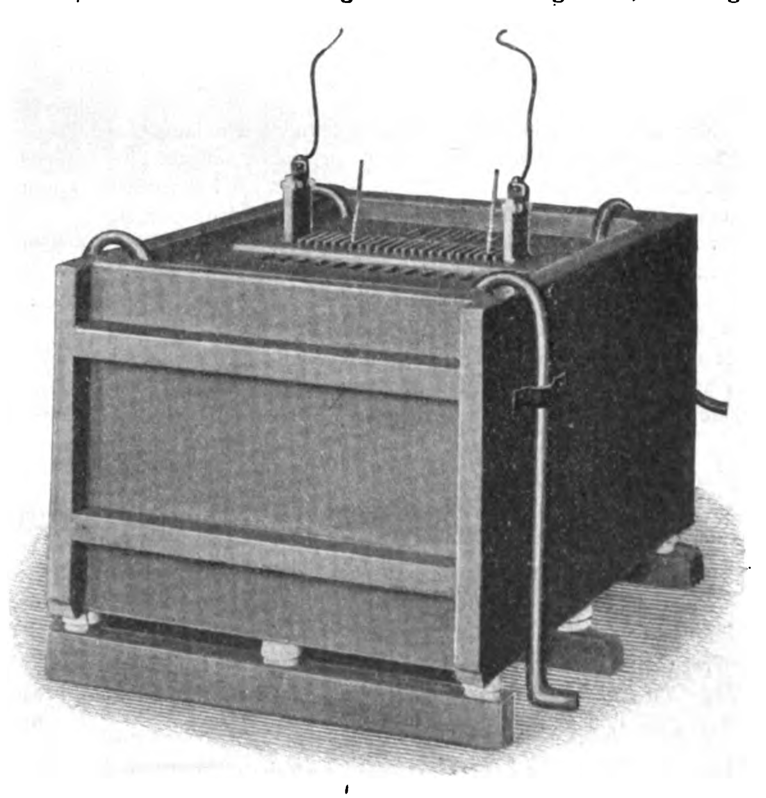


Fig. 1.
Bleichelektrolyseur im Entwicklergefäss, bis zu 30 kg Chlorkalk-Ersatz f. d. Tag liefernd.

Die Elektrizitätsgesellschaft *Haas & Stahl*, Aue in Sachsen, verwendet als Elektroden ein kohleähnliches Material, das bei zehnstündigem täglichen Betriebe erst nach $1^1/_2$ Jahren erneuert werden soll. Der Preis der Ersatzelektroden ist mässig, die Auswechslung geht leicht und rasch von statten.

Der Elektrolysierapparat dieser Firma (Fig. 1) besteht aus einem äusseren Trog (dem Entwicklergefäss) und einem darin stehenden kastenförmigen Elektrodengestell, dem „Bleichelektrolyseur" (Patent *Haas* und Dr. *Oettel*).

Der Bleichelektrolyseur (Fig. 2) ist durch senkrecht eingebaute Elektroden in eine Reihe schmaler Einzelzellen zerlegt, die

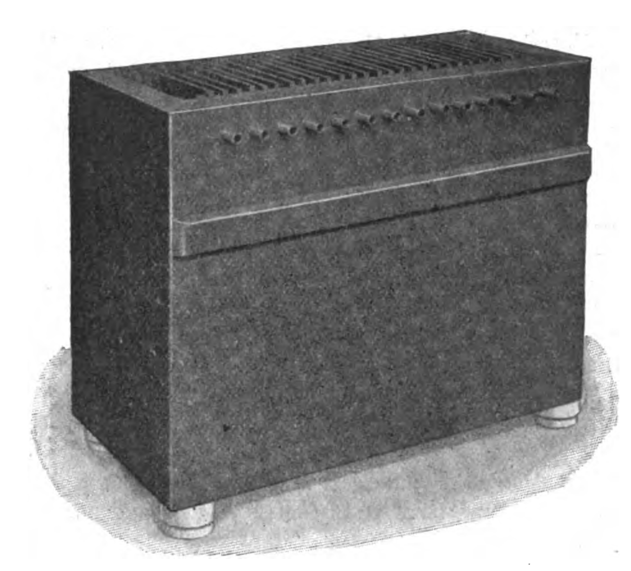


Fig. 2. Bleichelektrolyseur Patent Haas und Dr. Oettel.

nur durch je ein Loch im Boden und ein Ueberlaufröhrchen oben mit der Badflüssigkeit im Trog verbunden sind. Die Elektroden sind hintereinander geschaltet: die erste und die letzte Platte der ganzen Reihe sind mit der Stromquelle verbunden, alle anderen Platten dienen als doppelpolige Zwischenelektroden, so dass die eine Seite jeder Platte als Kathode, die andere Seite als Anode wirkt.

Man füllt zum Gebrauch so viel Salzlösung in den Trog, dass die Mündungen der Ueberlaufröhrchen zur Hälfte bedeckt sind. Leitet man nun Strom ein, so entwickelt sich in jeder Einzelzelle an der Kathode Wasserstoffgas, das emporsteigend die Flüssigkeit aufschäumen lässt, so dass sie durch die Ueberlaufröhrchen in den Trog abläuft, während durch die Zulaufsöffnungen im Boden andauernd frische Lauge in die Zellen eintritt. Derart wird während der ganzen Elektrolyse eine lebhafte Strömung im Bade unterhalten, so dass überall annähernd gleiche Konzentration herrscht und schädliche Nebenwirkungen an den Elektroden gehindert werden.

Zu beiden Seiten des Elektrolyseurs lagern im Trog Kühlschlangen, durch die eine der Ausbeute schädliche Erwärmung des Bades über 35 ° C. verhindert wird.

Die Anschlusschienen an den Endelektroden, die Ablasshähne und die Bodenventile sind aus einer besonders widerstandsfähigen Phosphorbronze gefertigt, die Ueberlaufröhrchen und andere Innenteile aus Glas oder Porzellan.

Besonderer Wartung bedarf der Apparat nicht. Ist nach fünf oder zehn Stunden die gewünschte Stärke der Bleichlauge

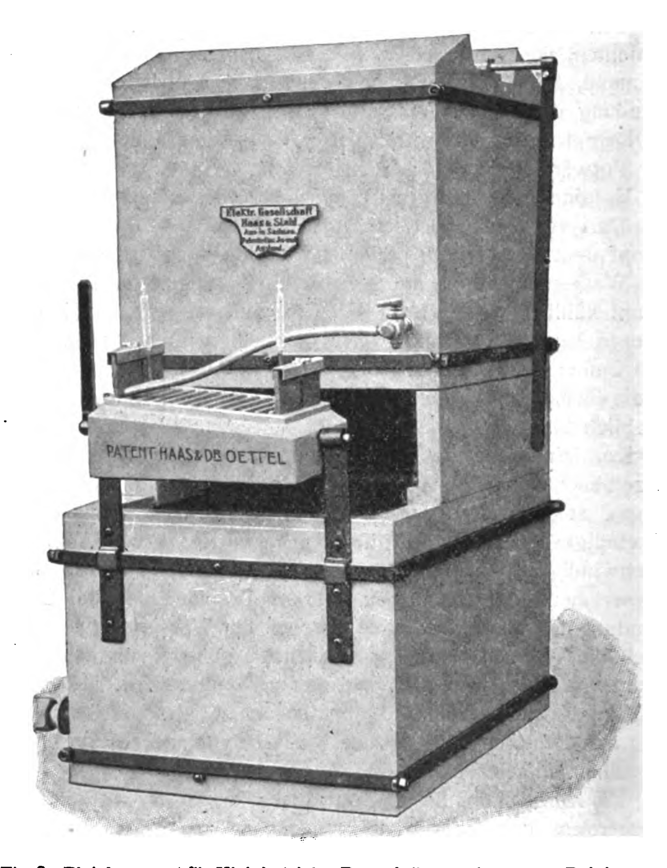


Fig. 3. Bleichapparat für Kleinbetriebe, Dampfwäschereien, chem. Reinigungsanstalten. (Salzauflöser, Elektrolyseur und Sammelbassin).

erreicht, so ist die klare Lösung ohne weiteres fertig zum Gebrauch.

Fig. 3 zeigt einen kleinen, geschickt zusammengestellten Bleichapparat, der in *einem* Aufbau den Bottich zum Auflösen des Salzes (mit Rührvorrichtung), den Elektrolyseur und ein Sammelgefäss für die fertige Lauge enthält.

Die Firma *Haas & Stahl* hat bis Mitte dieses Jahres über 250 dieser elektrolytischen Bleichapparate in den verschiedensten Grössen für einen gesamten Kraftverbrauch von rund 2100 PS. an Webereien, Papierfabriken usw. geliefert. *Arndt.*

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Sozialwirtschaftliche Zeitfragen. Herausgegeben von Dr. *Alexander Tille.* Heft 5 und 6: **Wirtschaftsarchive.** Von *Armin Tille.* Berlin, 1905. Otto Elsner. Preis geh. 1,60 M.

Zur Frage der generellen Regelung bei Niederdruckdampfheizungen. Von *Otto Ginsberg*, Diplom-Ing. Halle a. d. S. Carl Marhold. Preis geh. 1,50 M.

Die automatische Regulierung der Turbinen. Von Dr.-Ing. *Walther Bauersfeld*, Assistent an der Königl. Technischen Hochschule Berlin. Mit 126 Textfiguren. Berlin, 1905. Julius Springer. Preis geh. 6 M.

Proceedings of the American Societe of Civil Engineers, Vol. XXXI, No. 6. August. New-York, 1905.

Berichtigung.

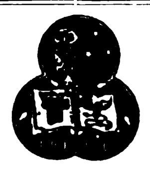
In dem Aufsatz *„Schnellbetrieb auf den Eisenbahnen der Gegenwart"* muss es in Heft 37, Seite 591, linke Spalte, statt: „3. Die Schnellzuglokomotive der niederländischen Zentralbahn" heissen: „Die Schnellzuglokomotive der holländischen Staatsbahn".

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.



DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.
86. Jahrg., Bd. 320, Heft 41. Berlin, 14. Oktober 1905.
Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Schlick's Pallograph.

Durch die Kraft- und Massenwirkungen der Schiffsmaschinen werden im Schiffskörper selbst, wie bekannt, Schwingungen hervorgerufen, die sich nicht nur unangenehm bemerkbar machen, sondern auch beim Zusammentreffen ungünstiger Umstände zu Brüchen in der Maschinenwelle Veranlassung geben können. [1]) Ihre Beobachtung und eingehende Untersuchung ist daher für den Schiffskonstrukteur von ausserordentlicher Wichtigkeit und man hat infolgedessen besondere Apparate, sogenannte Pallographen, erdacht, mit deren Hilfe es gelingt, diese Schwingungen zur Darstellung zu bringen. Ein derartiges Instrument (Fig. 1), und zwar das von dem bekannten Hamburger Schiffbauingenieur *Otto Schlick* konstruierte, dessen Herstellung die Firma *H. Maihak*, Hamburg, übernommen hat, möge im folgenden näher beschrieben werden.

Es besteht im wesentlichen aus vier Teilen:

1. demjenigen, welcher die senkrechten Schwingungen misst,
2. demjenigen, welcher die wagerechten Schwingungen wiedergibt,
3. dem Uhrwerk zur Fortbewegung des Papierstreifens, auf dem die Aufzeichnung der Schwingungen stattfindet, und zur Angabe der Sekunden,
4. der elektromagnetischen Vorrichtung, durch die die Kurbelstellungen in den einzelnen Augenblicken kenntlich gemacht werden.

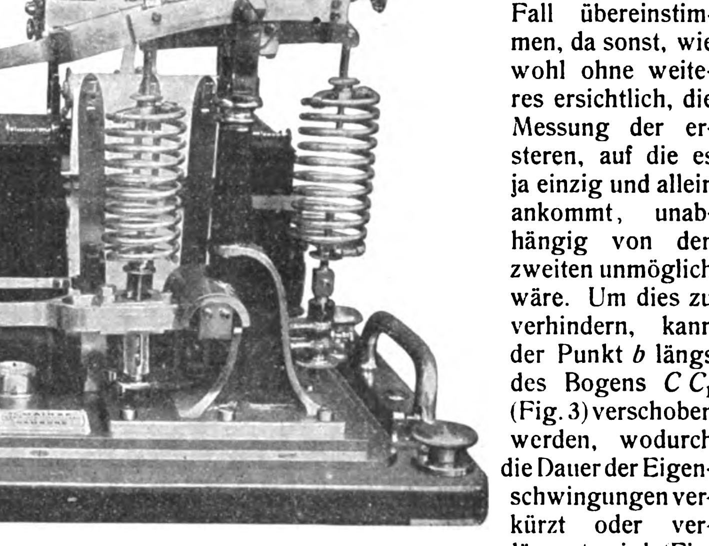


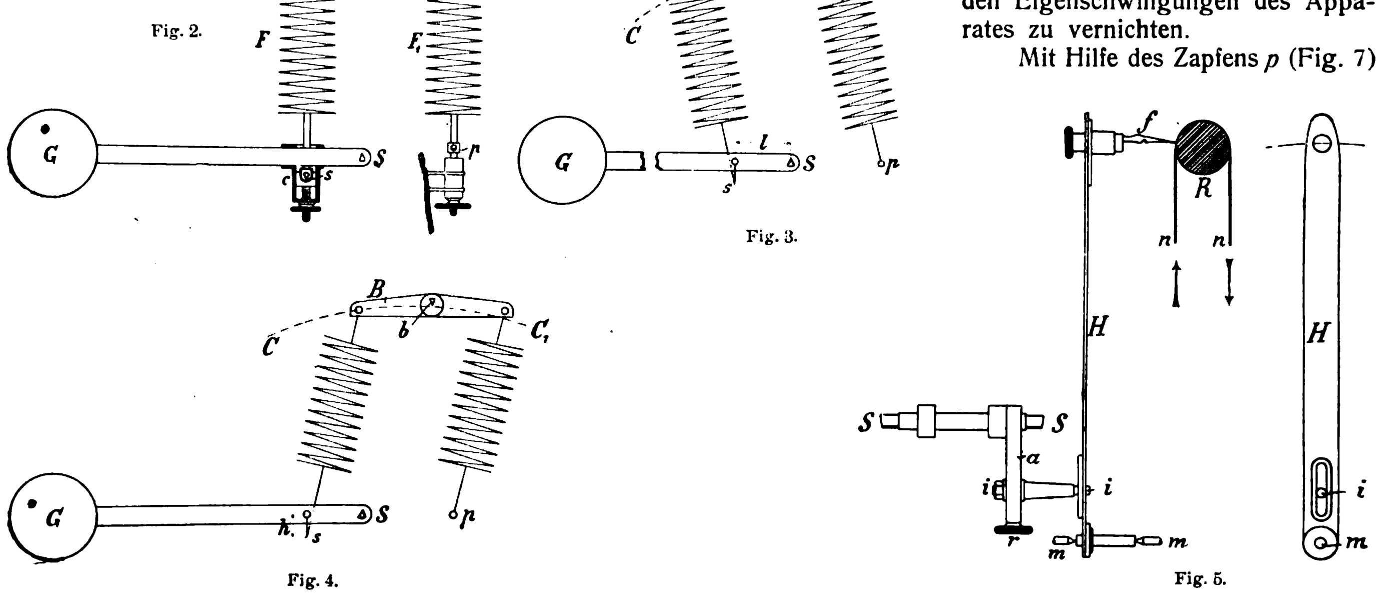
Fig. 1.

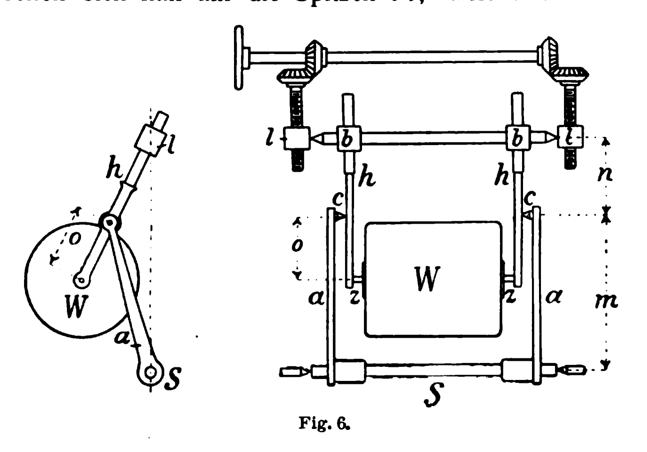
Der erste Teil zur Wiedergabe der *senkrechten Schwingungen* ist im Prinzip durch Fig. 2 wiedergegeben. Ein auf der Schneide S gelagerter einarmiger Hebel wird in seiner wagerechten Lage durch das Gewicht G einerseits, die Feder F anderseits gehalten. Diese Feder F und eine zweite F_1 sind an den beiden Enden des doppelarmigen Hebels B befestigt, der selbst in b sein Schneidenlager besitzt. Während F an dem einarmigen Hebel ebenfalls mittels einer Schneide angreift, ist F_1 an einem Punkte befestigt, der sich mit Hilfe einer Schraube wie gewünscht einstellen lässt. Befindet sich nun diese Vorrichtung auf einem Schiffe, welches irgendwelche Schwingungen in senkrechter Richtung ausführt, so wird das Gewicht G infolge seiner Trägheit annähernd in Ruhe bleiben, d. h. für den Beobachter, der sich auf dem Schiffe befindet, wird es Bewegungen auszuführen scheinen, die ein Bild der Schiffsbewegungen geben. Anderseits würde bei Anbringung des Apparates auf dem Lande das Gewicht G infolge irgend eines ihm erteilten senkrechten Stosses in Schwingungen geraten, deren Dauer für eine und dieselbe Anordnung genau bestimmt ist. Um Messungen anstellen zu können, dürfen nun die Schiffsschwingungen mit diesen Eigenschwingungen auf keinen Fall übereinstimmen, da sonst, wie wohl ohne weiteres ersichtlich, die Messung der ersteren, auf die es ja einzig und allein ankommt, unabhängig von den zweiten unmöglich wäre. Um dies zu verhindern, kann der Punkt b längs des Bogens $C C_1$ (Fig. 3) verschoben werden, wodurch die Dauer der Eigenschwingungen verkürzt oder verlängert wird (Fig. 4). Da nun die Strecken l und h eine ganz bestimmte Grösse haben müssen, diese sich aber durch jene Verschiebung von b auf dem Bogen $C C^1$ oder aus sonstigen Gründen etwas geändert haben könnte, so sind l und h bis zu einer gewissen Grösse einstellbar gemacht.

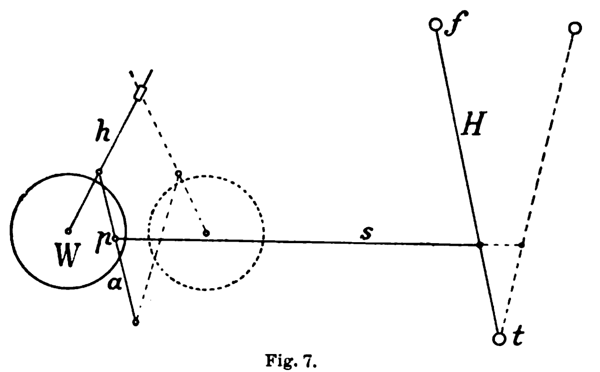
Die Achse S des einarmigen Hebels trägt nun in der in Fig. 5 dargestellten Weise an dem Hebelchen a und dem Stifte $i\,i$ den Schreibhebel H, welcher sich um die Körnerspitzen $m\,m$ drehen kann. Am Ende von H ist dem über die Rolle R gleitenden Papierstreifen $n\,n$ gegenüber die Schreibfeder f angebracht. Mit Hilfe der Schraube r kann der Stift $i\,i$ in einem in H angebrachten Schlitze verschoben werden. Dadurch kann man die Grösse des Schreibfederweges in ein bestimmtes Verhältnis zu dem des Gewichtes G bringen; wie gross man dies Verhältnis wählt, richtet sich ganz nach den besonderen Umständen, unter denen man die Untersuchung durchführt.

[1]) Vergl. z. B. *Berling*, Z. d. V. d. I. 1899, S. 981 u. ff.; *Frahm*, Z. d. V. d. I. 1902, S. 797 u. ff.

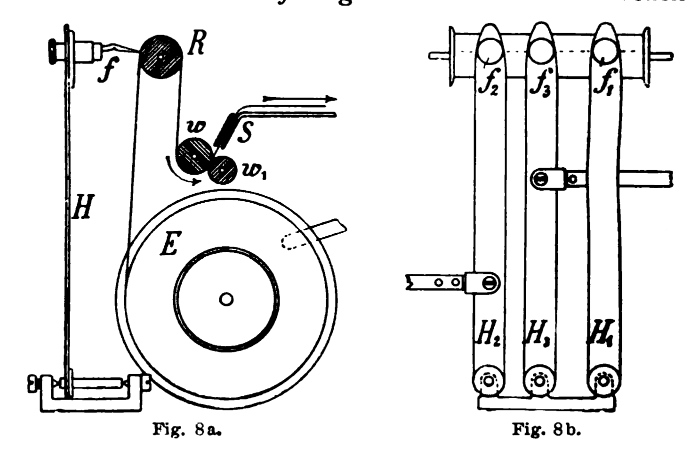
Den Teil, mit dessen Hilfe die *wagerechten Schwingungen* aufgezeichnet werden, geben Fig. 6 und 7 schematisch wieder. Das zylindrisch gestaltete Gewicht *W* hängt mittels der Zapfen *z z* in den Stangen *h h*, die ihrerseits in den Hülsen *b b* gleiten können. Die Stangen *h h* drehen sich nun um die Spitzen *c c*, welche am oberen Ende der beiden Hebel *a a* angebracht sind. Diese Hebel aber haben eine gemeinsame Drehachse *S*. Nun sind die Hülsen *b b* in leicht erkennbarer Weise verschiebbar angeordnet und zwar ist die Einrichtung so getroffen, dass bei ihrer höchsten Lage, d. h. also wenn die Muttern *l l* gegen den Kopf der beiden Bolzenschrauben stossen, das Gewicht *W* fast auf einer wagerechten Linie sich bewegt, also sehr langsam schwingt. Je tiefer man jedoch die Muttern schraubt, desto kürzer wird die zu einer Schwingung erforderliche Zeit, und zwar beträgt sie bei der tiefsten Lage von *l l* $1^1/_4$ Sekunde. Hierdurch ist also wiederum die Möglichkeit gegeben, eine etwaige Uebereinstimmung zwischen den Schwankungen des Schiffes und den Eigenschwingungen des Apparates zu vernichten.


Fig. 2. Fig. 3. Fig. 4. Fig. 5.

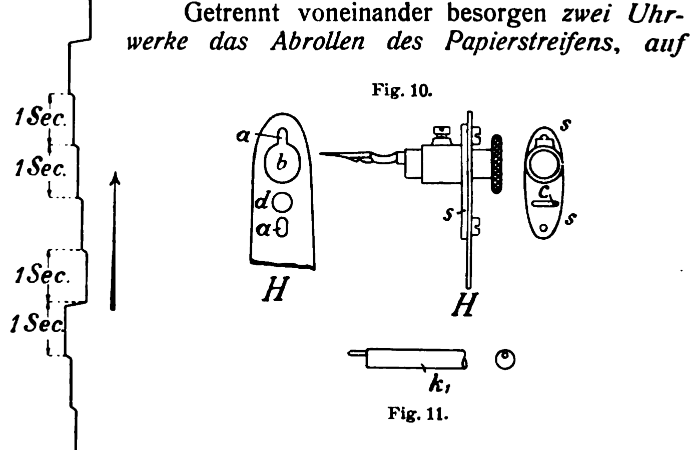

Fig. 6.


Fig. 7.

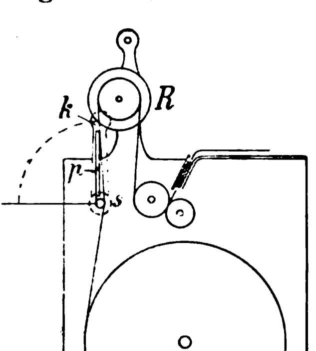
Mit Hilfe des Zapfens *p* (Fig. 7) und der Stange *s* werden alsdann die Bewegungen von *W* auf den Schreibhebel *H* übertragen, der an seinem freien Ende den Schreibstift *f* trägt und sich um *t* zu drehen vermag. Da *p* auf *a* verschiebbar angeordnet ist, so kann die Grösse der Bewegung von *f* in ein beliebiges Verhältnis zu derjenigen von *W* gebracht werden.


Fig. 8a. Fig. 8b.

Getrennt voneinander besorgen *zwei Uhrwerke das Abrollen des Papierstreifens, auf dem die Verzeichnung der Schwingungen stattfindet, und die Bewegung des Schreibhebels, durch den die Länge der für die einzelnen Schwingungen erforderlichen Zeit ersichtlich ge-*


Fig. 9. Fig. 10. Fig. 11.

macht wird. Der 10 cm breite und ungefähr 100 m lange Papierstreifen ist auf einen hohlen Pappzylinder aufgewickelt, der auf die Rolle E gesteckt wird (Fig. 8a). Seitliche, runde, durch Federn angedrückte Messingscheiben sorgen dafür, dass der Streifen sich unter einem dauernden sanften Druck loswindet. Er wird über die Leitrolle R und die treibende Rolle w in Richtung der Pfeile durch die Führung S hindurchgeleitet. Die Rolle w_1 wird durch eine Feder gegen w gedrückt, so dass unbedingt sicheres Mitnehmen des Streifens stattfindet. Da, wo er auf R aufläuft, liegen die drei Schreibstifte f_1, f_2, f_3 (Fig. 8b) an, welche am Ende der drei Hebel H_1, H_2, H_3 befestigt sind. Durch H_1 werden die senkrechten, durch H_2 die wagerechten Schwingungen verzeichnet und H_3 erhält durch das zweite Uhrwerk alle Sekunden einen Stoss um etwa 1,5 mm nach rechts und nach jeder fünften Sekunde eine Rückwärtsbewegung um 4 . 1,5 mm nach links. Dadurch entsteht die in Fig. 9 dargestellte Linie. Die drei Schreibfedern f_1, f_2, f_3 müssen natürlich in einer und derselben geraden Linie liegen, die eine Senkrechte auf die Bewegungsrichtung des Papierstreifens bildet. Die Schreibfedernhalter müssen daher in einer gewissen Weise einstellbar am Ende der Hebel H befestigt sein. Wie das erreicht ist, geht aus Fig. 10 und 11 hervor: der Schieber $s\,s$ ist auf dem Hebel durch kleine Schrauben befestigt, die durch die Schlitze $a\,a$ greifen; dem runden Loche d in H liegt der wagerechte Schlitz c gegenüber. Es werden nun zunächst die durch a fassenden Schräubchen nur leicht angezogen und, wenn sich dann eine Abweichung des Schreibstiftes von der erforderlichen Lage herausstellt, so fasst man mit dem Schlüssel k_1 (Fig. 11) in das Loch d und mit Hilfe des vorderen, exzentrisch sitzenden Stiftchens in den Schlitz c. Durch Drehen von k_1 zwischen den Fingern kann dann die gewollte geringe Verschiebung des Schiebers $s\,s$ leicht erreicht werden.



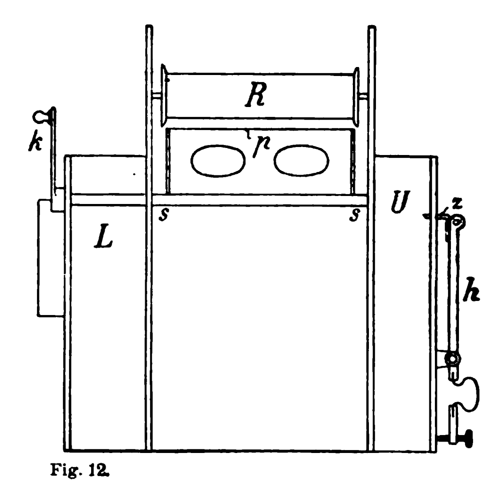


Fig. 12.

Um zu sehen, ob die gewünschte Lage aller drei Schreibfedern erreicht ist, braucht man nur bei ruhendem Papierstreifen eine Bewegung aller drei Hebel H herbeizuführen und dann durch Anlegen eines Dreiecks sich davon zu überzeugen, dass an die so entstandenen kleinen Kreisbögen sich eine gemeinsame auf der Bewegungsrichtung des Streifens senkrecht stehende Tangente ziehen lässt.

Das eine, links von der Leitrolle R gelagerte Uhrwerk L (Fig. 12) überträgt die Bewegung mit Hilfe einer Zahnradübertragung auf die Treibrolle. Diese Uebertragung ist so eingerichtet, dass die Bewegung des Papierstreifens mit zwei verschiedenen Geschwindigkeiten, 15 oder 30 mm in der Sekunde, gewählt werden kann. Welche im gegebenen Falle die richtige ist, hängt von der Umdrehungszahl der Schiffsmaschine oder von der Häufigkeit und Grösse der Schwingungen ab, da es für die Deutlichkeit der abgenommenen Diagramme das beste ist, wenn die Tangenten an die Wendepunkte der Wellenlinien mit den Koordinatenachsen Winkel von annähernd 45 ^{0} bilden.

An der anderen Seite der Leitrolle R befindet sich ein vollständiges normales Uhrwerk U mit Zifferblatt und einem besonderen Sekundenwerk. Dieses dreht ein Sperrklinkenrad nach jeder Sekunde um einen kleinen Winkel, wobei ein auf den Zähnen schleifender Hebel über einen Zahn fortschleift und sich infolgedessen etwas bewegt. Dieser ist aber mit dem Hebel H_3 verbunden und so kommt dessen oben erwähnte Bewegung zustande. Unter R liegt eine kleine Welle $s\,s$, die mit Hilfe der Kurbel k um $^1/_4$ Umdrehung gedreht werden kann und dadurch die Platte p in senkrechte oder wagerechte Lage zu bringen gestattet. Wie aus Fig. 13 und 14 ersichtlich, kann auf diese Weise ein Abdrücken der Schreibfedern von der Leitrolle erzielt werden und so bei Abstellen des Uhrwerks für den Papierstreifen ein fortdauerndes Schreiben der Federn auf einer Stelle vermieden werden.

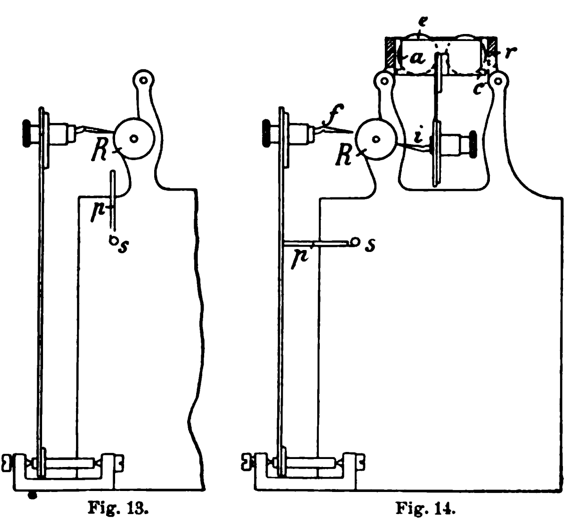


Fig. 13. Fig. 14.

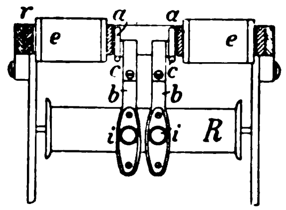


Fig. 15.

(Schluss folgt).

Nordamerikanische Eisenbauwerkstätten.

Von Dr.-Ing. **H. Reissner,** Berlin.

(Fortsetzung von S. 632 d. Bd.)

Unabhängige Werke.

Die Organisation der anderen grossen Brückenbauanstalten ist in ähnlicher Weise durchgeführt, besonders zeichnet sich die *Pennsylvania Steel Co.* durch feine Durcharbeitung des Verwaltungssystems aus.

Man findet dort eine sehr sorgfältige Bezeichnungs-

weise der in der Werkstatt zusammenzusetzenden Profile und der zugehörigen Schablonen (assembling marks) und eine andere der auf dem Bauplatz zu vereinigenden Konstruktionsteile (shipping marks), indem für den ersten Zweck je drei kleine Buchstaben als Zusammensetzmarken dienen, von denen die erste die Zeichnung bedeutet, auf der das Stück erscheint, während die beiden anderen zur Nummerierung des Stückes dienen. Für Aufstellung und Transport sind die Knotenpunkte eines Fachwerkträgers durch je einen grossen Buchstaben und eine Zahl bezeichnet, z. B. der dritte Knotenpunkt des Obergurtes mit *O 3* und der Stab, der vom zweiten Untergurtknotenpunkt nach dem dritten Obergurtknotenpunkt läuft mit *U 2 O 3*, diese Marke erscheint auf den betreffenden Werkstattzeichnungen, auf dem Aufstellungsplan und auf dem Stück selbst (in Schlemmkreide). Für die Aufstellung des Gokteik-Viadukts in Indien hat dieses Werk auch zu farbigen Marken seine Zuflucht genommen, um die schnelle Aufstellung mit ungeübten Eingeborenen ohne Buchstaben und Zahlzeichen durchführen zu können.

Auch in anderer Weise ist die Montageabteilung sehr systematisch durchgebildet. Von allen Bauarbeiten kommen tägliche Berichte ein, die den Stand der Arbeit, die Höhe der Löhne, die Anschaffungen an Werkzeugen und über Schwierigkeiten berichten und ermöglichen, zu jedem Augenblick die bisher entstandenen Aufstellungskosten mit dem Voranschlag zu vergleichen und zum Schluss das Ganze bis auf Heller und Pfennig nachzukalkulieren. Das System geht hierin sogar so weit, dass z. B. Aufstellungsingenieure Vordrucke in verschiedenen Farben zu benutzen haben, je nachdem sie Berichte einsenden oder eilige Fragen und Anforderungen stellen.

Allgemeine Anlage der Werkstätten.

Wir kommen nunmehr zur Anlage und Einrichtung der Werkstätten selbst.

Der wirtschaftliche Grundgedanke jeder Fabrikanlage besteht in der Aufgabe, mit dem geringsten Aufwande von Anlagekapital und Betriebskosten eine möglichst hohe Leistungsfähigkeit zu erzielen. Das Anlagekapital ist bedingt durch den Grundwert, durch die Grösse und Ausführungsart der Bauten, durch die Ausgestaltung der Zufuhrstrassen, durch die Ausstattung mit Maschinen, maschinellen Transporteinrichtungen und mit Heizungs- und Lüftungsvorrichtungen.

Im allgemeinen werden sich die Betriebskosten auf die fertiggestellte Tonne ermässigen und die Betriebssicherheit wird steigen durch einen grösseren Aufwand an Anlagekapital und es wird darauf ankommen, für eine bestimmte Jahrestonnenleistung Zinsen und Abschreibungen der Anlagekosten und die jährlichen Betriebsaufwendungen, Reparaturen und Neuanschaffungen gegenüberzustellen und die Summe beider zu einem Minimum zu machen.

Die Betriebskosten hängen ausser von den schon genannten Faktoren noch von der Lage des Werkes, der Arbeiterbeschaffung, den Löhnen, der Fähigkeit der Arbeiter, den Kosten der Brennstoffe, den Kosten der Leitung und des Zeichenbureaus und von dem Umfang, der Gleichartigkeit und den Bedingungen der Lieferungen ab.

Hier wird sich die Werkleitung auch über die Grössenverhältnisse der Lochstanz- und Lochbohranlage und ihren Einfluss auf die Ansprüche an die vorbereitenden Werkabteilungen zu entscheiden haben nach den auf S. 610 auseinandergesetzten Erwägungen.

Es wird ferner zu überlegen sein, wieweit die Sorgfalt des Vorzeichnens und die Verantwortung für die Richtigkeit desselben von der eigentlichen Brückenwerkstätte in eine besondere Schablonenwerkstätte zu verlegen ist, um einen glatten Weitergang der Stücke, eine grössere Arbeitsteilung und bequemere Transportverhältnisse zu schaffen, obgleich die Kosten des allerdings öfter verwendeten Holzes, die Einseitigkeit der Arbeiter und die Abhängigkeit von einer dauernden grösseren Produktionsmenge dagegen sprechen.

Aehnliche Ueberschläge sind zu machen bei der Bemessung und Ausstattung der Lagerplätze. Während grosse Plätze eine gewisse Unabhängigkeit von den Walzwerken, eine gute Ordnung der Profile nach Grössen und Lieferungen, eine bequeme Zugänglichkeit und niedriges Aufstapeln gewährleisten, haben sie anderseits die Nachteile teueren Grunderwerbs und weitläufiger Transportanlagen. Auch wird man zusehen müssen, ob nicht Aufwendungen für die Ueberdachung des Lagerplatzes bei grosser durchschnittlicher Lagerdauer wegen besserer Erhaltung des Eisens notwendig werden.

Von der Grösse eines Werkes und der organisatorischen Befähigung eines Menschenschlages hängt es wiederum ab, wie viel die Einführung eines grossen schematischen Apparates mit seinen Vor- und Nachkalkulationsmethoden, mit seiner Registrierung und statistischen Nachweisung jeder Einzelheit, mit seinen Vordruckformularen und Konstruktionsnormalien die Ausgaben des Betriebes zwar vermindert, aber die Kosten der Leitung erhöht.

Wie schon im Eingang erwähnt, ist man in den Vereinigten Staaten infolge der Höhe der Löhne, der Geschicklichkeit und Selbständigkeit der Arbeiter, des organisatorischen Talentes des Amerikaners, der Billigkeit der Rohmaterialien und der Gleichartigkeit und grossen Mengen der sich in wenig Klassen verteilenden Arbeiten zum Ersatz der Menschenarbeit durch Arbeits- und Transportmaschinen, zur Durchbildung von besonderen Arbeitsmaschinentypen für jede Arbeitsklasse, sowie zu einer erstaunlichen Anwendung von Normalien, Vordrucken und vorher festgelegten Arbeitsmethoden in der Eisenkonstruktionsindustrie übergegangen. Von solchen Maschinen seien hier schon genannt die Vielfachstanzen mit selbsttätigem Teiltisch, Nietpressensätze abgestufter Kraft, Spezialfräser und senkrechte und wagerechte Zylinderbohrmaschinen besonderer Anordnung für Bolzenlöcher. Man verfolgt ebenso wie in guten, deutschen Betrieben den Grundsatz, jede kleinste Herstellungseinzelheit vorher im Bureau festzulegen, so dass in der teueren, mit zinsenfressenden Maschinen besetzten Werkstatt keine Minute durch Zaudern, Richtigstellen von Irrtümern, Hin- und Herschaffen von schweren Stücken, Abarbeitung an falscher Stelle oder zu falscher Zeit verloren geht.

Die Anlagen eines vollständigen amerikanischen Werkes sind die folgenden:

1. Zufahrtgleise, Strassen und Kanäle,
2. Lagerplätze für ankommendes Material,
3. Zeichenbureau,
4. Schablonenwerkstatt,
5. Zurichtungswerkstatt (Hauptwerkstatt),
6. Augenstababteilung,
7. Schmiede,
8. Niet- und Bolzenfabrik,
9. Maschinenfabrik,
10. Giesserei,
11. Prüfungsabteilung,
12. Platz für Streichen, Lagern, Aufladen fertiger Konstruktionen und Abfahrtstrassen.

Wie bei jeder Fabrik ist auch bei einer Eisenkonstruktionswerkstätte das Grundprinzip, die einzelnen Abteilungen des Werkes so zu legen, dass der Fortgang der Arbeit gleichförmig in einer Richtung erfolgt und die Teile, aus denen sich die fertige Konstruktion zusammensetzt sowie die Arbeiten an denselben an der richtigen Stelle Anschluss finden. Diese Aufgabe kann natürlich

auf verschiedene Weise gelöst werden, z. B. entweder durch Anlage räumlich getrennter Einzelbauten für jede Abteilung oder durch Vereinigung aller Abteilungen in einem einzigen Gebäude.

Die Vereinigung aller Abteilungen in einem einzigen Gebäude finden wir bei den Anlagen der *Riter- and Conley-Werkstätten* in Pittsburg, denjenigen der *Marshall-Mc. Clintic Construction Co.* in Pittsburg und besonders den grossartig angelegten Werkstätten der *Pennsylvania Steel Co.* in Steelton, Pennsylvania.

beherbergt und die vierte Halle für die Herrichtung von Bauträgern bestimmt ist. Für sich stehen hier nur Maschinen- und Kesselhaus. Der Hof enthält Gleise, die einesteils die An- und Abfahrtgleise verbinden, andernteils dazu dienen, mit Hilfe eines Lokomotivkranes den Walzeisenlagerplatz zu bestreichen.

Die *Marshall-Mc. Clintic Co.* (Fig. 10) hat ebenfalls ausser den Räumlichkeiten für kaufmännische und technische Bureaus und einem Holzschuppen sämtliche Ab-

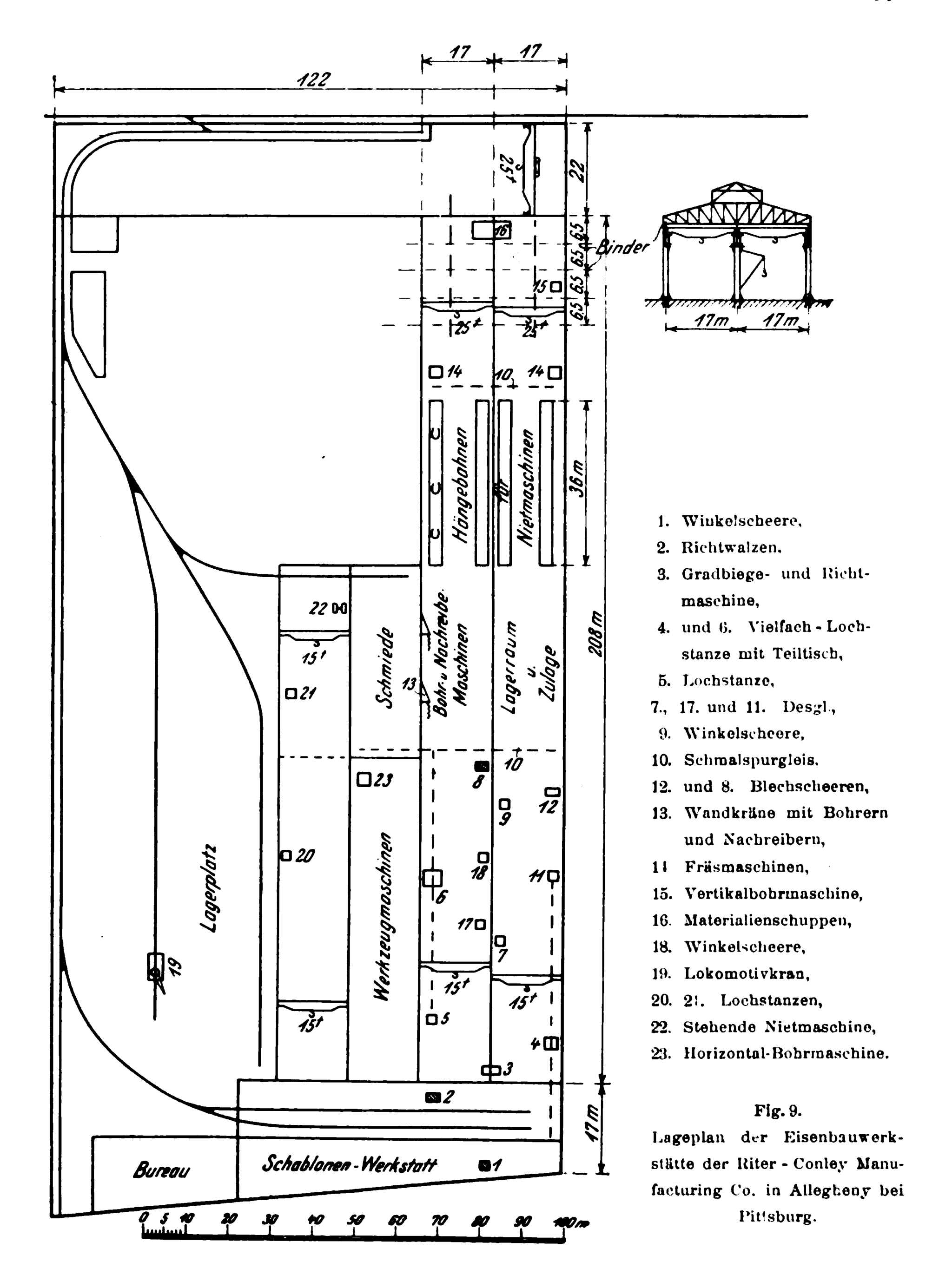


Fig. 9.
Lageplan der Eisenbauwerkstätte der Riter-Conley Manufacturing Co. in Allegheny bei Pittsburg.

Bei *Riter and Conley* (Fig. 9) hat die gesamte Gebäudeanlage die Form eines Hufeisens, dessen eines Ende die Bureaus der Betriebsleitung, das Anfahrtgleis, die Schablonenwerkstätte und die Blech- und Profilrichtemaschinen, während das andere ein versenktes Verladegleis und die Anstrichabteilung enthält. Die Langseite des Hufeisens wird durch vier nebeneinander liegende Hallen gebildet, von denen die äusserste vorzugsweise der Bearbeitung von Profilen, die zweite der von Blechen dient, die dritte Werkzeugmaschinen für Reparaturen und Aenderungen in der Werkstatt und dahinter die Schmiede

teilungen in einem Gebäude vereinigt. Der Lagerplatz mit seinen Schmalspurgleisen wird von einem elektrischen Laufkran von 20 t Leistungsfähigkeit und 23 m Spannweite auf einer Laufbahn von etwa 150 m bedient. Zwei weitere Schmalspurgleise führen quer unter der Kranlaufbahn weg in die Hauptwerkstatt hinein und längs durch dieselbe hindurch.

Seitlich schliessen sich in zweckmässiger Reihenfolge in einer Nebenhalle die Abteilungen an, die die Hauptwerkstatt bedienen, also die Schablonenwerkstatt am Anfang des Arbeitsweges, die Reparatur- und Maschinen-

werkstätte, dort wo die wichtigsten Werkzeugmaschinen stehen und neue Scheeren und Lochstempel gebraucht werden und das Kraftwerk in zentraler Lage. Am Austrittende liegt die Schmiede, die für verschiedene Teile der Werkstatt zu liefern hat. Am Austrittende führen dann Normalspurgleise die dort lagernden, abgearbeiteten und gestrichenen Eisenkonstruktionen an ihren Bestimmungsort.

Die Anlage ist von ihren jetzigen Leitern, früheren zwei Ingenieuren der *Shiffler Bridge Co.* entworfen worden und spiegelt in der Hauptanlage und in einigen besonderen Punkten die Erfahrungen derselben aus ihrer früheren Stellung wieder, wenn auch der Arbeitsgang, die Art der Maschinenaufstellung, die Transportanlagen in der Werkstätte und die Dachausbildung sehr an die Einrichtung der *Pencoyd Iron Works* erinnern. Leider sind die reibe- und Bohrabteilung, dann die eigentliche Niet- und Abarbeitungswerkstatt und schliesslich den Anstrich- und Verladeraum. In Querhallen gliedern sich zunächst die hydraulische Presschmiede in die Lochstanzabteilung führend, wo Augenstäbe im Gesenk geschmiedet, Profile, Buckelplatten usw. vor dem Lochen in die richtige Form gebracht werden, dann am Ende des Stanzraumes, in zentraler Lage, die Lagerhalle für gelochtes und geschnittenes Material, die Schmiedewerkstatt mit Dampfhämmern und die Maschinenwerkstätte für Reparaturen, Herstellung von Schneidwerkzeugen, Bolzen und Rundeisenaugenstäben, dazwischen Lagerräume für Utensilien nebst Werkstattbureau und Heizanlage, daneben die Umkleide- und Waschräume für Arbeiter und am Ende der Halle zwei Quergebäude für Kompressoren, Dynamo-

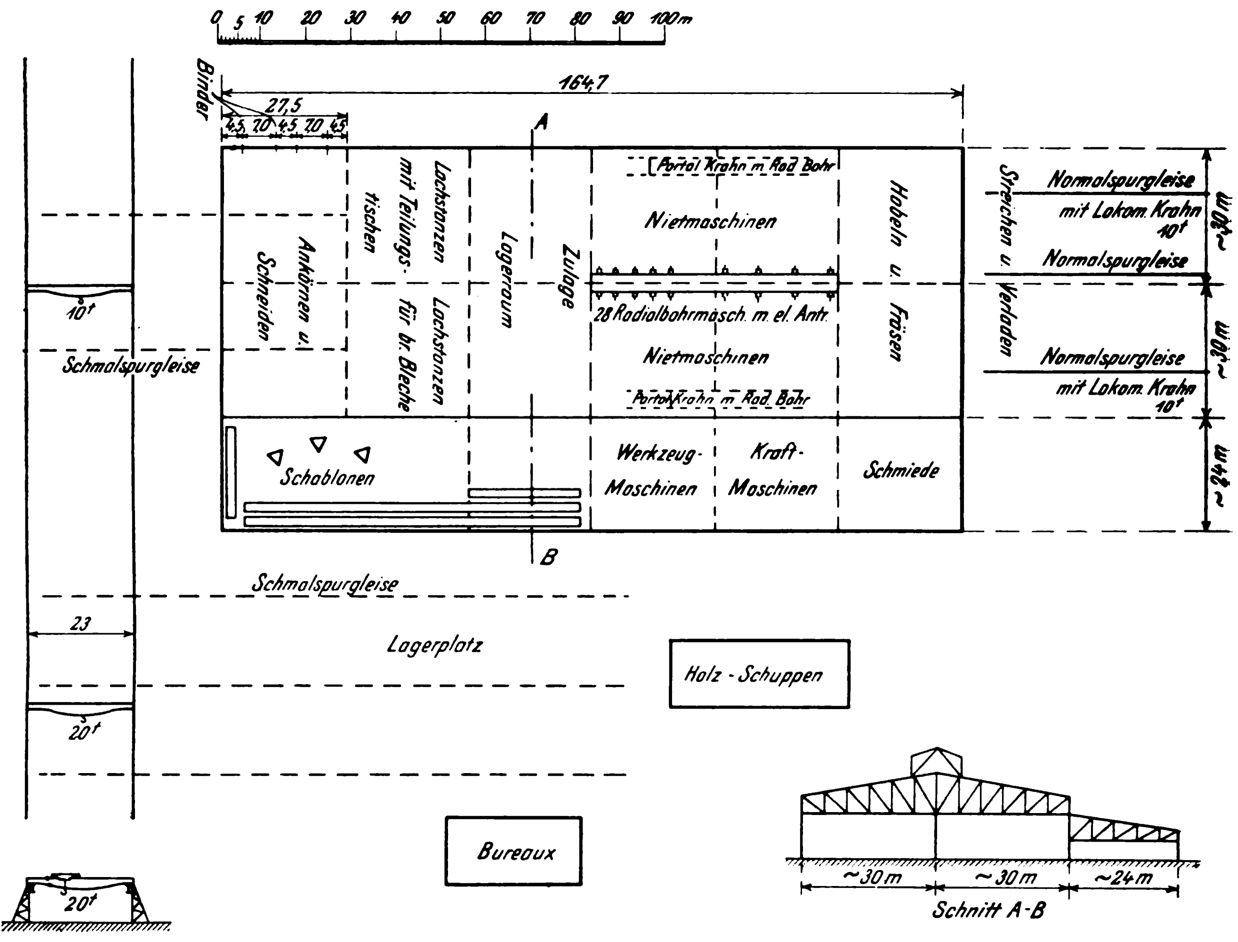


Fig. 10 Lageplan der Eisenbauwerkstätte der Marshall-Mc. Clintic Construction Co. in Rankin bei Pittsburg.

betreffenden Herren mit der Mitteilung von Einzelheiten sehr zurückhaltend, so dass eine genauere Kenntnisnahme der Einzelpläne nicht möglich war. Die Werkstatt wird für mittelschwere Konstruktionen von massgebenden Ingenieuren sehr gelobt.

Das grossartigste Beispiel einer in einer Halle mit seitlichen Querschiffen vereinigten Anlage bietet das Werk der *Pennsylvania Steel Co.*, Steelton, Pennsylvania (Fig. 11).

Einzelstehende Gebäude sind dort nur das Bureaugebäude und die Schablonenwerkstatt. Von den übrigen Abteilungen befindet sich die Hauptwerkstatt in einer grossen Längshalle, während die Nebenwerkstätten, die in den Hauptarbeitsgang an gewissen Stellen eingreifen, in bequemster Lage in Quergebäuden untergebracht sind.

Die Haupthalle beherbergt zeitlich und räumlich aufeinander folgend die, im Gegensatz zu anderen Werken überdeckte Anfuhr-, Lager- und Richtabteilung, sodann die Lochwerkstatt, darauf den Zulageboden und die Nietpressen für gestanztes Material, weiter die Nachmaschinen und Kessel. Da die Anlage 1903 noch nicht ganz ausgebaut war, war die Haupthalle am Anfang der Stanzabteilung durch einen provisorischen Holzbau ersetzt, der noch keine Maschinen enthielt, sondern nur die Arbeiter und das Material vor dem Wetter schützen sollte, ferner bestand von Anfuhr- und Lagerabteilung erst etwas über die Hälfte. Die grosse Maschinenwerkstätte sowie die Abarbeitungs- und Anstrichräume sollten erst später gebaut werden, so dass die grossen Bohrmaschinen, Fräse- und Hobelmaschinen vorläufig noch in der Nietabteilung arbeiteten.

Die fertiggestellten Konstruktionen werden auf Normalspurgleisen ausserhalb der Werkstatt unter einen Portalkran von etwa 26 m Spannweite und 15 t Ladefähigkeit bei 7,3 m Hub zurücktransportiert, wo sie endgültig verladen und auf die Gleise der Pennsylvania-Eisenbahn übergeführt werden.

Die Werkstätten werden in der Längsrichtung von drei Gleisgruppen, nämlich einer nördlichen äusseren

für die Querhallen, einer südlichen inneren für die Verladung und einer durch die Mitte der Haupthalle führenden für die Anfuhr, bestrichen. Die Anlage liegt zwi-

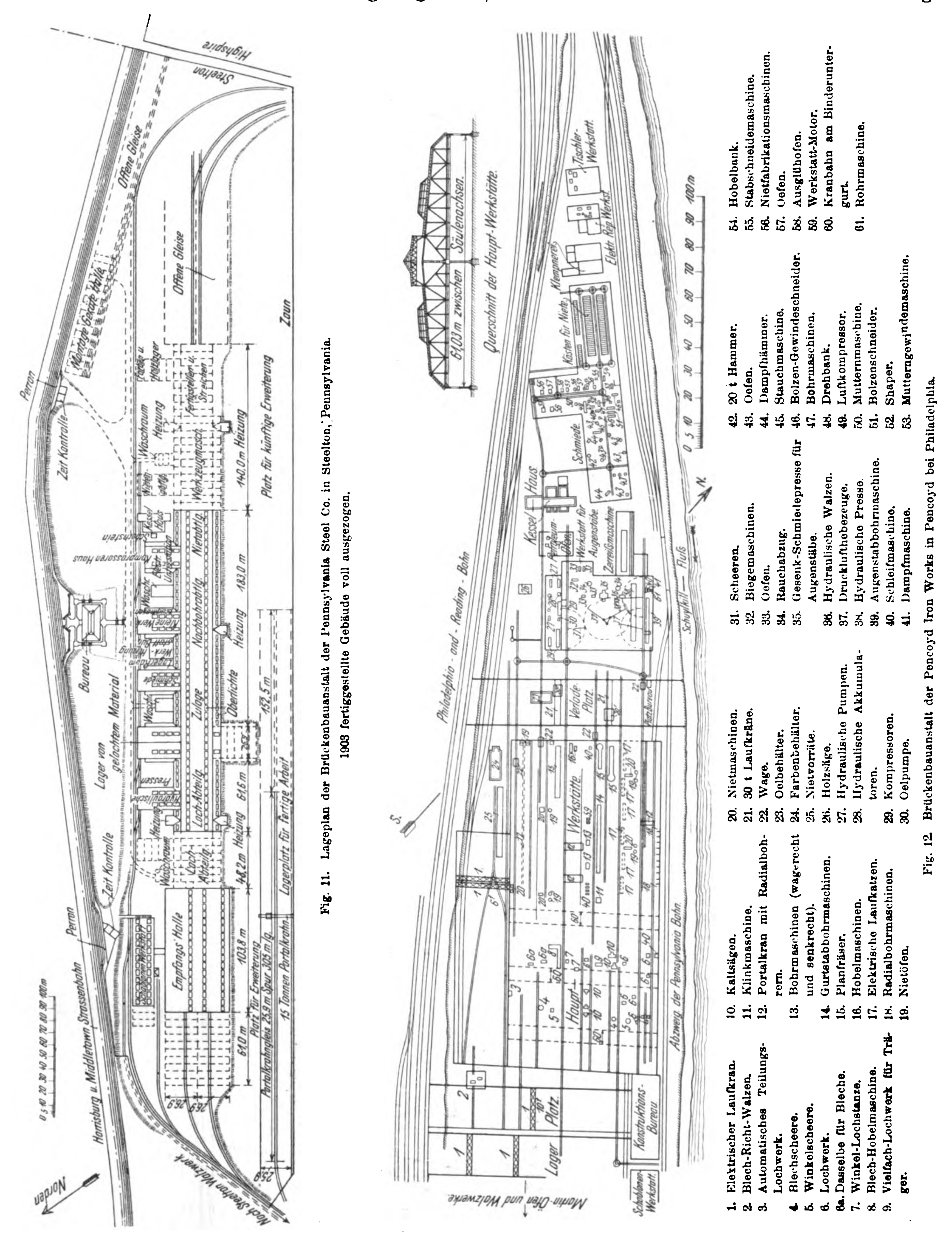


Fig. 11. Lageplan der Brückenbauanstalt der Pennsylvania Steel Co. in Steelton, Pennsylvania. 1903 fertiggestellte Gebäude voll ausgezogen.

Fig. 12. Brückenbauanstalt der Pencoyd Iron Works in Pencoyd bei Philadelphia.

schen dem Susquehanna - Fluss und den von Harrisburg und Steelton kommenden Strassenbahngleisen, deren drei Haltestellen zu den Kontrolleingängen für Arbeiter an beiden Enden des Werkes und in der Mitte zu dem Zugang für Bureauangestellte und Besucher führen.

Während bei den drei oben beschriebenen Anlagen das ununterbrochene gleichgerichtete Fortschreiten des Arbeitsstückes, die leichte Ueberwachung, die Ueberdeckung aller Abteilungen und die Einheitlichkeit der

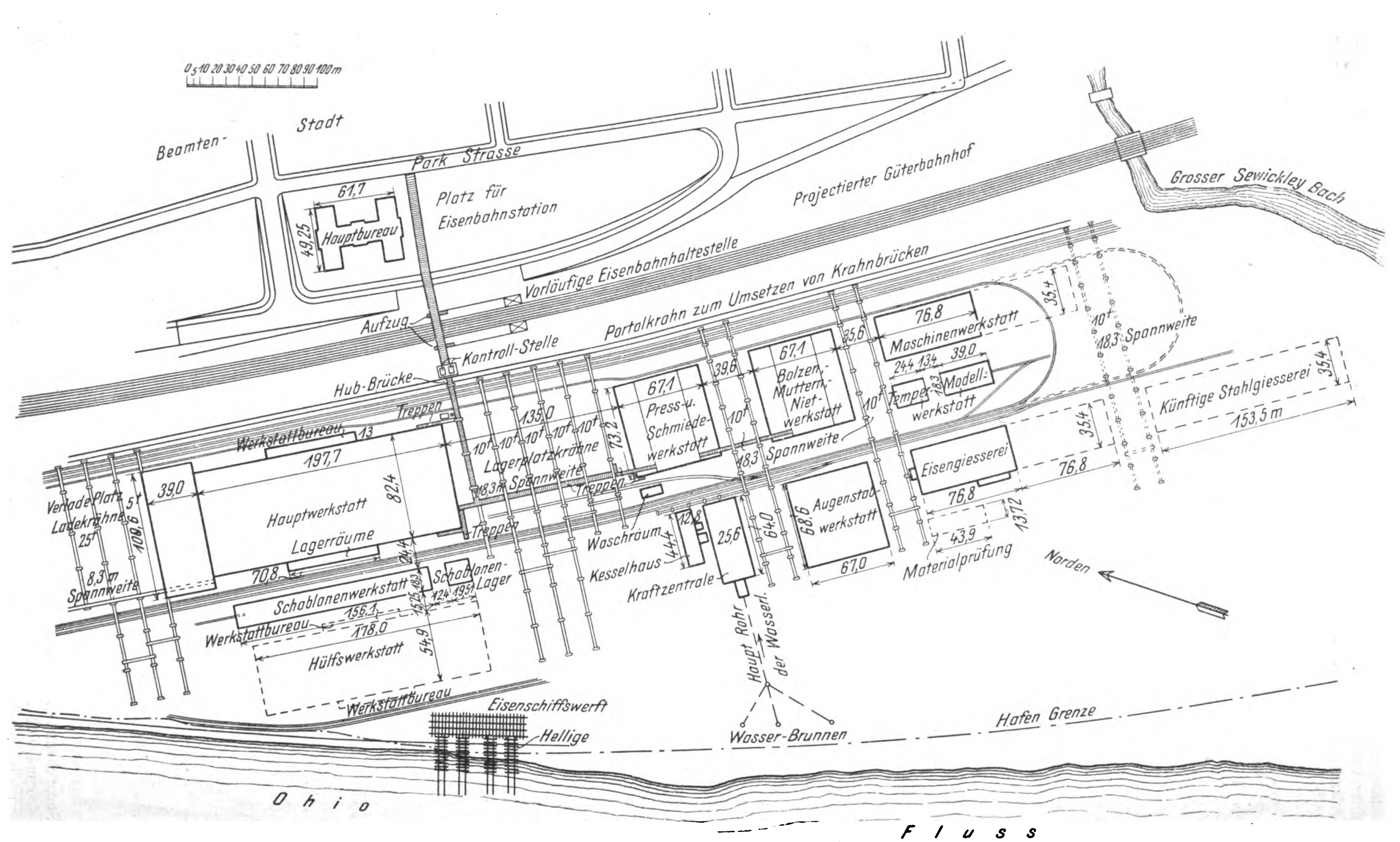


Fig. 13. Lageplan des Ambridge-Werkes der American Bridge Co. in Ambridge bei Pittsburg.

ganzen Anlage auf Kosten eines längeren und schmäleren Transportweges und grösseren Heizwärmebedarfes in den Vordergrund gestellt sind, finden wir bei den meisten anderen Werken den Arbeitsprozess in getrennten Gebäuden vor sich gehen. Für diese Anordnung wird von ihren Vertretern geltend gemacht, dass sie sich besser eigene, um Geländeverhältnisse auszunutzen und ferner, um verschiedene Arbeitsklassen in getrennten Fabrikgebäuden zu halten und so die Spezialisierung der Arbeiter und die Verantwortlichkeit der Einzelleiter möglichst hoch zu treiben und zu bewirken, dass von einer Werkstatt zur anderen der Verkehr nicht durch mündliche Verhandlungen, sondern durch Uebergabe vollständiger Unterlagen schematisch vor sich gehe. Zeichnungen sollen keine Nachfrage in den Werkstätten, Schablonen und Modelle sollen keine Zweifel beim Ankörnen, Abgiessen und Pressen hervorrufen, Bestellungen für Schmiedestücke, Bolzen, Walzen, Augenstäbe und Gusstücke sollen auf beinahe selbsttätigem Wege den Abteilungen zur Herstellung auf Grund der Zeichnungen und Modelle zugehen und ebenso selbstverständlich sich in die fertige Konstruktion einfügen. Gewonnen werde ferner durch Gebäudetrennung eine kleinere überbaute Fläche und kürzere Gleisanlagen.

Die bekanntesten und als Muster amerikanischer Brückenbaupraxis allgemein betrachteten Werkstätten sind die der *Pencoyd Iron Works* in Pencoyd bei Philadelphia (Fig. 12). Dieselben ziehen sich zwischen einem Höhenrücken und dem Schuylkill-Fluss in einem Vorort Philadelphias langgestreckt dahin und zeigen in ihrer Entwicklung von den basischen *Martin*-Oefen, den Walzwerken,[12]) dem Lagerhof, der Maschinen- [13]) und Schablonenwerkstätte, den Konstruktionsbureaus, der Hauptbrückenwerkstatt, der Augenstababteilung, Prüfanstalt, Schmiede- und Zubehörwerkstätte die Entstehung einer modernen Eisenkonstruktion in organischer Entwicklung. Die Anlage ist allseitig von zahlreichen Gleisen der *Philadelphia and Reading Bahn* umfasst, so dass die Zufuhr der Ofenbeschickung und des ausser der eigenen Erzeugung noch notwendigen Walzeisens, die Aufladung und Versendung des nicht auf dem eigenen Werk verarbeiteten Walzeisens und der fertigen Konstruktionen ohne gegenseitige Behinderung vor sich gehen kann.

Immerhin war diese Anlage durch das zu schmale und auch nicht genügend lange Gelände an einem vollkommen zweckmässigen Ausbau gehindert, indem die Schablonenwerkstatt zu klein und nicht nahe genug an der Hauptwerkstatt, die Augenstababteilung, Schmiede und Pressenwerkstatt, Bolzen- und Nietfabrik, Maschinenwerkstätte und Giesserei für den Transportweg und die Kraftzuleitung zu zerstreut lagen und die Anfügung einer Stahlgussabteilung nicht mehr möglich war. Alle günstigen und ungünstigen Erfahrungen der Leiter der *Pencoyd Iron Works*, insbesondere des Betriebsdirektors *Christie* sind bei der Durchbildung der neuen Werke der *American Bridge Co.* in Ambridge bei Pittsburg in vergrössertem Masstab verwertet worden.

Dort stand ein unbeschränktes Gelände zwischen Ohiofluss und den Linien der Pennsylvania-Bahn zur Verfügung, so dass die Plangestaltung in ganz akademischer Weise vor sich gehen konnte. Aus der Skizze der allgemeinen Anlage sieht man (Fig. 13), dass Hauptwerkstätten und Schablonenräume einen Komplex zu einer Seite des Lagerplatzes bilden, während auf der anderen Seite Pressen- und Schmiedeabteilung, Bolzen-, Niet- und Mutternfabrik, Augenstabwerkstatt, Werkzeugmaschinen, Eisengiesserei und Kraftstation zu einer Gruppe vereinigt sind. Die Abteilungen für Schmiede- und Presstücke, Bolzen, Niete und Muttern, Walzen, Gelenkbolzen und Drehscheibenzubehör liegen im Zuge der Hauptwerkstatt, weil ihre Erzeugnisse in derselben verwendet werden müssen, während Augenstäbe und Gusstücke zwischen Hauptwerkstatt und Schablonenabteilung auf Normalspurgleisen zum Verladeplatz unmittelbar abgehen.

Die Bureaus sind der grösseren Ruhe, Reinlichkeit und Kühle wegen ganz ausserhalb der eigentlichen Werke auf der anderen Seite der Bahnstation in den Park der Beamtenstadt gelegt worden. Diese Rücksichtnahme wird sich wahrscheinlich durch grössere Leistungsfähigkeit, Zuverlässigkeit und besseren Gesundheitszustand der Ingenieure lohnen.

Auch der immer wachsenden Anwendung des Stahlgusses für Brückenbauzwecke ist durch Projektierung einer Stahlgiesserei Rechnung getragen.

Wie schon oben gesagt, beruht der Entwurf der Anlagen auf den Erfahrungen der verschiedenen Werke der *American Bridge Co.* Die Betriebsresultate wurden geordnet nach Löhnen, Rauminanspruchnahme, Kraftbedarf, Lichtmenge usw. auf die Tonne fertiggestellte Konstruktion und angewendet auf die Grundrissbildung und die gesamten Verhältnisse des neuen Werkes. Die Pläne stammen in bezug auf Gesamtanordnung und Maschinen von *J. Christie*, Betriebsdirektor der *American Bridge Co.*

Sowohl diese Anlage als auch die der *Pennsylvania Steel Co.* in Steelton sind seltene Beispiele eines grossen Werkes, das nicht allmählich gewachsen ist und bei der Erweiterung Zugeständnisse in bezug auf Wirtschaftlichkeit der Anlage hat machen müssen, sondern die aus einem Guss den neuesten Erfahrungen und Arbeitsprozessen gemäss und auch in der Vorsorge für bequeme Erweiterung geschaffen wurden und so den heutigen Stand der amerikanischen Eisenkonstruktionstechnik in wunderbarer Weise veranschaulichen. Weiterhin wird auf die Einzeldurchbildung der oben allgemein besprochenen Werkstätten noch genauer eingegangen werden.

(Fortsetzung folgt).

[12]) Die Walzwerke und Oefen wurden im Winter 1903 wegen unwirtschaftlicher Leistung und schlechter Geschäftslage durch die *United States Steel Corporation* geschlossen, sind aber wieder in Betrieb gesetzt worden, nachdem sich Nachteile für die schnelle Erledigung der Lieferungen der Pencoyd Brückenwerkstätte herausgestellt hatten.

[13]) Die Maschinenwerkstätten sind neuerdings nach dem anderen Ufer des Flusses verlegt und in grossartiger Weise aufgebaut. Es sollen dort Bolzen, Walzen, Werkstattmaschinen, Krane, Drehbrücken- und Drehscheibenteile hergestellt werden. Der so auf dem früheren Platz frei werdende Raum ist zur Erweiterung der Schablonenwerkstätte benutzt werden. Iron Age 1903.

Schnellbetrieb auf den Eisenbahnen der Gegenwart.

Von Ingenieur **M. Richter,** Bingen.

(Fortsetzung von S. 636 d. Bd.)

Die Besonderheiten der ursprünglichen Lokomotive sind nun die Vorspannachse und der Massenausgleich.

Zwischen den beiden Drehgestellachsen, aber nicht in den Drehgestellrahmen, sondern in den entsprechend ausgeschnittenen Hauptrahmen ist die *Vorspann-* oder *Hülftriebachse* eingelagert. Die Räder derselben haben 1 m

Durchmesser wie die Laufräder, aber keine Spurkränze, und werden gewöhnlich etwa 30 mm über den Schienen in Schwebe gehalten. Bei Bedarf jedoch wird diese Achse heruntergelassen, nämlich beim Anziehen schwerer Züge und bei Bewältigung starker Steigungen, und durch Dampfkraft gegen die Schienen gedrückt, und zwar mit Hilfe zweier über der Vorderachse liegenden Dampfzylinder, die beiderseits aussen unter dem Laufblech sich befinden. Dieselben wirken durch Zwischenwelle mit Winkelhebeln auf eine an dem Lagerkörper der Vorspannachse in der Mitte angreifende Druckstange.

Durch die zugehörige Reaktion werden nur die zwei Achsen des Drehgestells entlastet, weil die Vorspannachse genau die Mitte desselben einnimmt, und zwar nimmt dieselbe 13,8 t auf sich. Um eine gefährliche Entlastung der führnnden Vorderachse des Drehgestells zu vermeiden, befindet sich 280 mm hinter der hinteren Drehgestellachse eine aus zwei Schneckenfedern bestehende Spannvorrichtung, welche das Hinterende des Drehgestells an den Gleitbahnträger anzuheben sucht und deshalb von vornherein, auch ohne Betätigung der Vorspannachse, von der auf dem Drehgestell liegenden Gesamtlast 3,9 t mehr der Vorderachse zuweist als der Hinterachse, so dass die erstere auch im Entlastungsfalle noch 8,1 t zu tragen hat.

Die Antriebsmaschine der Vorspannachse ist, da es auf ihren nur kurze Zeit überhaupt benötigten Dampfverbrauch nicht ankommt und aus Einfachheitsgründen als Zwillingsmaschine mit 260 mm Zylinderdurchmesser und 400 mm Hub ausgeführt. Sie entwickelt deshalb bei 14 atm Druck etwa 2,5 t Zugkraft, halb so viel als die Hauptmaschine, so dass die Gesamtzugkraft für die Dauer der Tätigkeit der Hilfsmaschine einer regelrechten dreifach gekuppelten Maschine entspricht.

Es kann also gewissermassen die gegebene zweifach gekuppelte Maschine im Bedarfsfall sofort in eine dreifach gekuppelte verwandelt werden. Dies hat den grossen Vorteil vor einer wirklichen dreifach gekuppelten Maschine, dass der Gang viel leichter, die Beanspruchung im Triebwerk und der Kohlenverbrauch geringer ist, umsomehr, als die zweifach gekuppelte Maschine der Adhäsion noch in den weitaus meisten Fällen zur Beförderung der Züge genügt, so dass es sich nicht verlohnt, wegen der kurzen Zeitdauer des Anziehens oder wegen ähnlicher vorübergehender Fälle auf die ganze Fahrt die Nachteile der dreifach gekuppelten Maschine mit in Kauf zu nehmen, welche zudem im allgemeinen die Unterbringung einer grossen Rostfläche, wie sie bei hinterer Laufachse so leicht zu erreichen ist, unmöglich macht.

Was endlich den scheinbaren Nachteil der Gewichtsvermehrung durch das Hilfstriebwerk betrifft, so ist derselbe wirklich gering, da nämlich die ganze Vorrichtung nicht mehr wiegt als eine Kuppelachse mit grossen Rädern und Zubehör, oder als die Gewichtsvermehrung durch die zweite Dampfmaschine der vierzylindrigen Maschinen beträgt. —

Das Wiederabheben der Achse geschieht beim Auslassen des Druckes aus den Belastungszylindern infolge der Reaktion von Schraubenfedern.

Die Steuerung der Hilfsmaschine ist eine Abart der *Joy*schen; der Auspuff geht in ein besonderes Blasrohr, welches das Hauptblasrohr ringförmig umgibt, und zwar zuerst in einen Dampfkasten, der zwischen den Rahmen als Versteifung der beiden Hilfszylinder gegeneinander eingebaut ist und auch den Abdampf der Bremsluftpumpe und der Schlammhähne der Haupt- und der Hilfsmaschine aufnimmt und am Boden mit Spuckrohr versehen ist.

Die Steuerung der Hauptmaschine ist die *Heusinger*sche, aber wieder wie bei der anderen $^2/_5$-gekuppelten Maschine der Pfalzbahn, mit Antrieb der Schwinge durch eine Abart der *Joy*schen Lenkerverbindung, infolge Platzmangels für das Exzenter. Durch verschiedenartige Teilung der beiden Voreilhebel, durch verschiedenartige äussere Ueberdeckung der beiden Schieber, sowie durch eine Lenkervorkehrung an der Niederdrucksteuerung, welche eine Beschleunigung des Steins gegen die Totpunktstellung zu bewirkt, sind folgende zueinander passende Füllungsgrade hergestellt, denen die Füllungsgrade der Hilfsmaschine, deren Steuerwelle mit der Welle der Hauptmaschine gekuppelt ist, gegenübergestellt seien:

Fahrtrichtung	Hochdruck	Niederdruck	**Vorspann**
Vorwärts	$78^1/_2$ (87)	87	$77^1/_2$
„	60	$78^1/_2$	$35^1/_2$
„	50	72	$23^1/_2$
„	40	$64^1/_2$	16
„	30	$53^1/_2$	—
Rückwärts	78 ($86^1/_2$)	87	$77^1/_2$

Die *Massenausgleichung* endlich ist versuchsweise durch sogenannte Bob-Gewichte nach *Yarrow* bewirkt. Dieselben liegen ausserhalb der Rahmen unterhalb der Feuerbüchse, in der Verlängerung der Zylindermittelebene. Infolge der endlichen Stangenlängen bleiben ganz geringe Störungen noch zurück, wie z. B. 0,2 mm Zuck - Amplitude.

Die Triebzapfen der Bob - Gewichte wurden hart an die Radnabe innerhalb der Triebkuppelzapfen verlegt, da der Ausgleich am besten an der Triebachse selbst erfolgt. Zwischen die eigentliche Pleuelstange jedes Bobgewichtes und die Triebzapfen musste deshalb noch eine Verbindungsstange eingelegt werden, welche drehende Bewegung erhält wie die Kuppelstange selbst, und durch ein Gelenkstück am Kuppelzapfen der Hinterachse aufgehängt ist. Rechnerisch bestimmte sich der Versetzungswinkel zwischen den Antriebskurbeln der Bobgewichte zu 37 °. Von Rechts wegen sollte ja die Halbierungslinie des Bobkurbelwinkels gerade die Verlängerung der Halbierungslinie des Maschinenkurbelwinkels von 90 ° bilden; jedoch spricht hier die Unsymmetrie der Dampfmaschine und ihre Neigung mit, so dass sich eine Abweichung von 4 ° zwischen beiden ergab. Dieser Winkel von 37 ° ist aber viel zu klein für den Winkel der Kuppelkurbeln, da sonst die Kuppelachse nicht zur Bedeutung als solche hätte kommen können. Infolgedesssen ist der Kuppelstirnzapfen des Triebrades auf dem Bob-Halszapfen um $50^1/_2$ mm exzentrisch aufgesetzt, was einem Winkel von $9^1/_2$ ° entspricht; folglich beträgt der wahre Winkel der Kuppelkurbeln $37 + 2 \cdot 9^1/_2 = 56$ °. Der Hub der Triebkurbeln ist 660, derjenige der Kuppelkurbeln 610 mm; also ist der Hebelarm der Kuppelstange, wenn die andere im toten Punkt steht $\frac{610}{2}$ sin 56 ° = 253 mm, was auf alle Fälle genügt.

Soweit über die bemerkenswerten theoretischen Ueberlegenheiten dieser Maschine.

Nach der Rückkehr von Paris wurde dieselbe von der Pfalzbahn angekauft. Bald aber zeigten sich im Betrieb die schwersten Uebelstände, indem die vielteiligen Neuerungen unausgesetzt nach kurzen Fahrten Anlass zu Reparaturen gaben. Vor allem war es auffallenderweise die Vorspannmaschine, bei der unaufhörlich der *Joy* - Lenker im Steinauge zerbrach; infolge der von Aengstlichkeit hervorgerufenen übermässigen Schmierung der Hilfsmaschine, die fortwährend von Oel triefte, litt auch die Adhäsion der Hauptmaschine. Dadurch wurde natürlich der Vorteil der Vorspannmaschine trügerisch. Bei diesem Schleudern aber litt nun auch der Massenausgleich; die Bobgewichte schlugen die Triebachslager in wagerechter Richtung aus, und zwar umso eher, als sie nicht, wie die Kolben, durch Dampfpolster in den toten Punkten

sanft aufgefangen wurden. Dieser Nachteil zeigte sich bei ihnen aber auch ohne Radschleifen, im gewöhnlichen Gang, so dass wenigstens in betreff der Bobgewichte die amerikanische Prophezeiung über diese Maschine zutraf: „Die Abhilfe ist schlimmer als das Uebel!“ In betreff der Vorspannachse nämlich traf sie nur ganz zufällig zu; denn die $^1/_4$-gekuppelte Schnellzuglokomotive der bayerischen Staatsbahnen mit Vorspannachse (D. p. J. 1902, **317,** S. 558), welche auf der Nürnberger Ausstellung 1896 sich zeigte und seitdem unaufhörlich im Betriebe steht, hat sich vorzüglich gehalten; Anlässe zu Reparaturen hat es noch nicht gegeben, die Abnutzung der Hilfsmaschine ist überhaupt äusserst gering und der Kohlenverbrauch ist nur 6,97 kg/km, während er bei den gewöhnlichen $^2/_4$-gekuppelten Maschinen der bayerischen Staatsbahnen 7,77 kg/km zu betragen pflegt. Die Vorspannachse wird auf der Salzburger Linie 20 km weit gebraucht auf Steigungen von 1 : 107 bis 1 : 94 mit Zügen von 200 t h. T. Bei doppelter Besetzung sind im Jahre 1897 nicht weniger als rund 92 000 km durchlaufen worden.

Mit Rücksicht auf die erwähnten Uebelstände wurde im Winter 1891—92 die Lokomotive von der Baufirma umgebaut insofern, als die Vorspannachse samt dem ganzen Zubehör, die Spannvorrichtung, die Antriebsmaschine, die Senkvorrichtung, die Rohrleitungen usw., dann die Bobgewichte mit dem ganzen Stangenwerk endgültig beseitigt wurden.

An Stelle des bayerischen vierachsigen Tenders hatte schon vorher die Pfalzbahn einen normalen dreiachsigen Tender angehängt, da die Lokomotive für die Drehscheiben zu lang gewesen war.

Nach dem Umbau wurde die vorher auf 120 km/St. festgesetzte Höchstgeschwindigkeit ($n = 340$!) auf 100 km/St. herabgesetzt ($n = 285$). In dieser neuen Form vom Frühjahr 1902 ist die Maschine dargestellt durch Fig. 20.

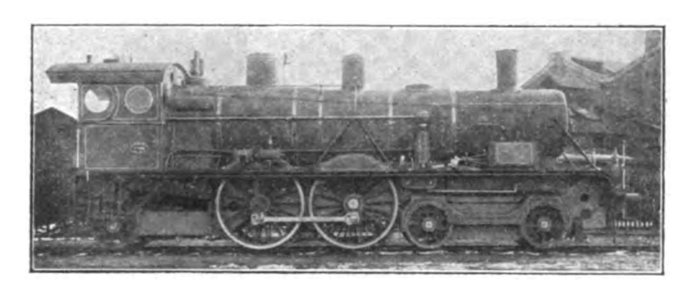


Fig. 20. Krauss'sche Schnellzuglokomotive nach dem ersten Umbau.

Im Sommer 1902 jedoch zeigten sich erneute Uebelstände, nämlich mit der inneren Steuerung, und zwar brach fortgesetzt der von *Winterthur* modifizierte *Joy*-Lenker, sonderbarerweise nur rechts, während links alles in Ordnung blieb. Endlich wurde nach einem derartigen Missgeschick, das sich auf der Leerfahrt zu Thal von Enkenbach nach Münster a. Stein ereignete, ein erneuter Umbau ins Werk gesetzt, die Lenker beseitigt, und der Antrieb der Schwinge nach aussen verlegt, indem eine Gegenkurbel an der Kuppelachse aufgesetzt wurde, welche durch eine lange Stange mit Zwischenwelle die Schwinge zu bewegen hatte, nach *Winterthurer* Muster ($^2/_4$ der N. O. B., D. p. J. 1903, **318,** S. 810).

Das Adhäsionsgewicht wurde auf 30,4 t gebracht, der Sandkasten zurückgesetzt und vor beide Triebachsen geführt, und die *Westinghouse*-Bremse durch die *Schleifer*sche ersetzt.

Nun wurden auch die Räder auf der Kröpfachse gedreht, um normalen Kurbelwinkel anzunehmen; jedoch wurden die Kuppelkurbeln nicht um 180° gegen die inneren Triebkurbeln versetzt, sondern, um die Achslager zu schonen, mit diesen gleichgerichtet, ebenfalls eine vereinzelte Ausführung. Ferner wurde die Rauchkammer nach amerikanischer Weise durch zwei Streben gegen die Kopfschwelle abgesteift. In dieser letzten Form ist die Lokomotive dargestellt durch die Zeichnung (Fig. 21).

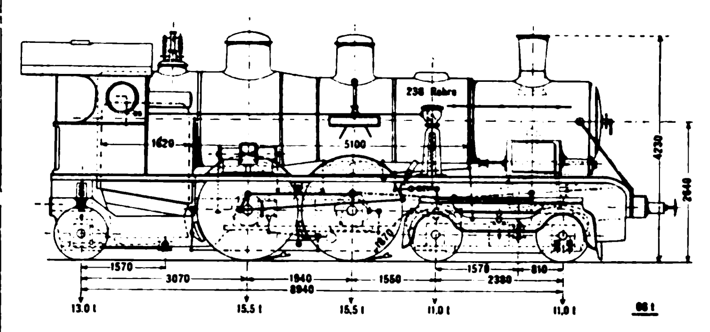


Fig. 21. Krauss'sche Schnellzuglokomotive nach dem zweiten Umbau.

Es ist bedauerlich, dass die wertvollen theoretischen Errungenschaften, welche diese Lokomotive besessen hatte, nicht auch in praktische sich umsetzen liessen, indem eben eine sonderbare Kette von Hindernissen, die an sich mit den grundsätzlichen Vorzügen nichts zu tun hatten, den letzteren den Garaus machte.

In der jetzigen Gestalt ist die Lokomotive beim Personal als ausdauernder Renner beliebt und hat sich bezüglich Zugkraft, Verdampfung, Ruhe des Ganges bewährt. Vor dem Erscheinen der „v. Neuffer“ konnte sie als einzige die „Manteuffel“-D-Züge bewältigen und hatte deshalb täglich die Strecken Ludwigshafen—Strassburg—Neustadt—Strassburg—Ludwigshafen zu machen, zusammen (145 + 116 + 116 + 145) = 522 km, eine gehörige Leistung, die nur durch die grossen badischen Schnellzuglokomotiven eingeholt wurde.

Ein Einbau des *Pielock*-Ueberhitzers oder des Ueberhitzers der *Lancashire-Yorkshire Bahn* (Fig. 7) würde ihr aber auch wieder zum Sieg über die „v. Neuffer“ verhelfen, so dass die rechnungsmässig zu erwartende Leistung von 1330 PS mit geringerem Materialverbrauch zu erzielen wäre. —

Für die liebenswürdige Ueberlassung des Materials über diese Lokomotive spricht der Verfasser hiermit dem Oberingenieur der Firma *Krauss & Co.*, München, Herrn *R. v. Helmholtz*, seinen besten Dank aus.

(Fortsetzung folgt.)

Die Kraftmaschinen und Dampfkessel auf der Weltausstellung in Lüttich 1905.

Von **Fr. Freytag,** Chemnitz.

(Fortsetzung von S. 628 d. Bd.)

3. Société anonyme des anciens ateliers de construction van den Kerchove in Gand.

Die ausgestellte, für die Werkstätte der Belgischen Staatsbahn in Malines bestimmte, mit Kondensation arbeitende *Tandem-Verbunddampfmaschine* (Fig. 16 und 17) von 600 PS_e hat Zylinder von 495 bezw. 855 mm Durchmesser für 1000 mm Hub und läuft normal mit 110

minutlichen Umdrehungen. Die Spannung des Einströmdampfes kann bis zu 10 Atm. betragen, ohne dass die Einzelteile der Maschine aussergewöhnlichen Abnützungen ausgesetzt sind.

Beide Zylinder sind von Mänteln umgeben, die beim Hochdruckzylinder von Frischdampf, beim Niederdruckzylinder von dem aus dem ersteren kommenden Abdampf durchströmt werden.

Die Kurbelwelle trägt eine Gleichstromdynamo. Das Gewicht des zweiteiligen, aus Gusseisen gefertigten Schwungrades sichert einen Ungleichförmigkeitsgrad von etwa $\frac{1}{100}$. Das zu den Zylindern und anderen wichtigeren Teilen der Maschine verwendete Gusseisen besitzt nach den in der Königl. Belgischen Prüfungsanstalt in Malines angestellten Versuchen eine Zugfestigkeit von 2100 kg/qcm. Als Steuerorgane verwendet die Firma seit einigen Jahren *Kolbenventile*, die, wie Fig. 17 erkennen lässt, in den Zylinderdeckel untergebracht sind und sich hier in eingesetzten Führungsbüchsen auf- und abwärts bewegen. Letztere haben schlitzartige Oeffnungen, welche durch einen ringförmigen Kanal mit dem Zylinder in Verbindung stehen; dieselben werden bei der Aufwärtsbewegung der oberen Einlassventile mit *doppelter Einströmung* — es sind hier *zwei* Reihen Oeffnungen in jeder Führungsbüchse vorhanden — freigelegt, so dass der Dampf, welcher den Deckel des Zylinders anfüllt, nunmehr durch die oberen und unteren Oeffnungen der Führungsbüchsen auch in den Zylinder selbst treten kann. Bei der Abwärtsbewegung des Ventils kommen die Oeffnungen ausser Verbindung mit dem ringförmigen Einströmkanal und es wird die Zufuhr frischen Dampfes in den Zylinder abgeschnitten. Die Ausströmung des im Zylinder wirksam gewesenen Dampfes wird in ähnlicher Weise durch Kolbenventile geregelt, die sich in Führungsbüchsen mit nur einreihigen Oeffnungen bewegen. Behufs Dichthaltens in ihren Laufbüchsen sind die Kolbenventile von je zwei federnden Ringen umgeben. Der äussere Steuerungsmechanismus (Fig. 18) ist demjenigen einer auslösenden *Sulzer*-Steuerung mit Einstellung des passiven Mitnehmers durch den Regulator nachgebildet; der charakteristische Unterschied im vorliegenden Falle liegt darin, dass die Kolbenventile nicht auf ihre Sitze auftreffen; sie überschreiten ungehindert die betreffenden Durchströmöffnungen des Arbeitsdampfes und überdecken dieselben, behufs genügenden Dichthaltens, um einen gewissen Betrag.

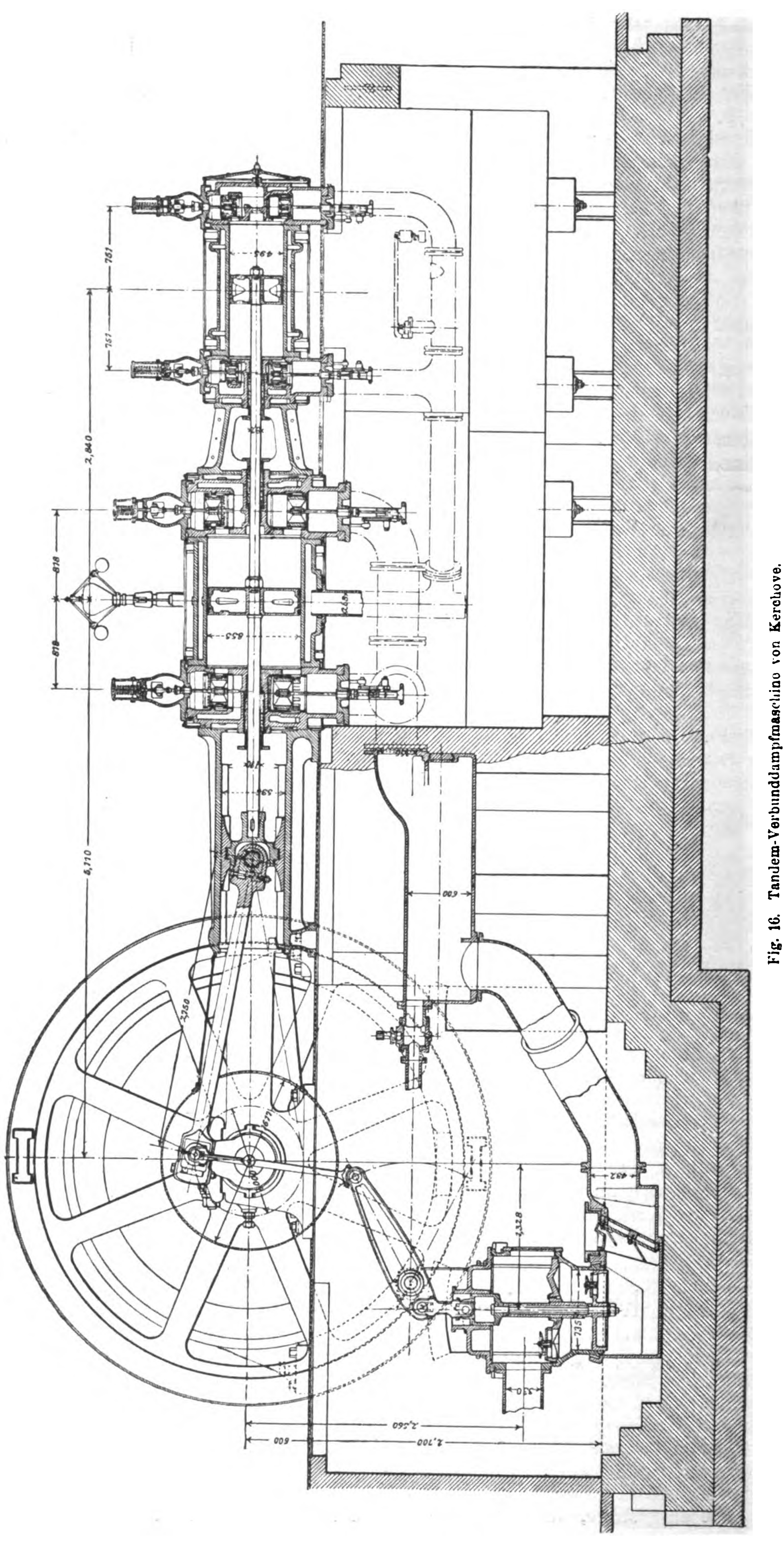


Fig. 16. Tandem-Verbunddampfmaschine von Kerchove.

Die Einströmungsventile erlangen infolgedessen, bei Vermeidung jeglichen Stosses und plötzlicher Einrückung

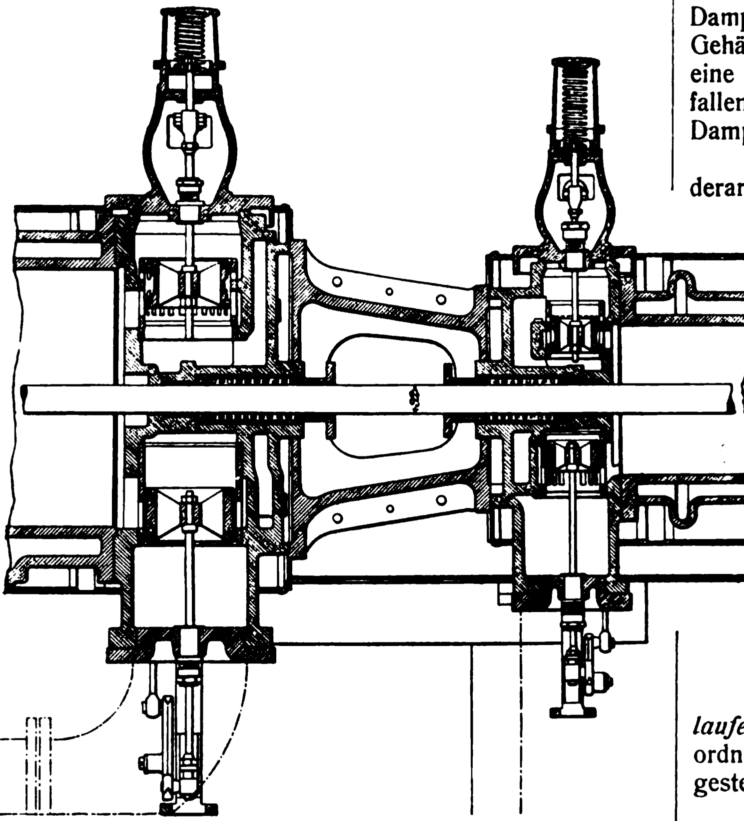


Fig. 17. Kolbenventile zur Tandem-Verbunddampfmaschine von Kerchove.

der betreffenden Steuerorgane, fortschreitend eine gewisse Geschwindigkeit für den Augenblick des Oeffnens der schlitzartigen Durchbrechungen in den Führungsbüchsen, und umgekehrt fallen sie nach erfolgtem Auslösen der Steuerung geräuschlos zurück und schneiden die Zufuhr frischen Dampfes vollkommen ab; ihre Bewegung wird nicht durch Luftpuffer behindert, deren Wirkung je nach Stellung eines Luftventils usw. abgeschwächt oder verstärkt werden kann; sie ist ein für alle Mal festgestellt und bei allen Hüben, allen Spannungen und bei allen Gangarten der Maschine dieselbe.

Die Ausströmventile werden ohne Zuhilfenahme von Daumenscheiben oder Federn von dem äusseren Steuerungsmechanismus (s. Fig. 18) beständig auf- und abwärts bewegt.

Der inmitten des Niederdruckzylinders angeordnete Regulator wirkt auf die Auslösvorrichtungen *beider* Zylinder; sobald er in seine tiefste Lage kommt, wird die Zufuhr frischen Dampfes mittels einer besonderen Vorrichtung selbsttätig abgeschnitten.

Die unter Maschinenflur aufgestellte stehende Luftpumpe hat 735 mm Durchmesser; sie wird mittels Schubstange und Schwinghebel von einer Gegenkurbel der Maschine aus betrieben.

Versuche, welche Prof. *Schröter* in München an einer Tandem-Verbundmaschine von 250 PS_e der vorbesprochenen Bauart anstellte, ergaben mit gesättigtem Dampf einen Verbrauch von 5,28 kg und mit überhitztem Dampf von 350 ° C einen solchen von nur 4,02 kg für 1 PS_i/Std. (vergl. Z. d. V. d. Ing. vom 3. und 10. Oktober 1903).

Diese, in Anbetracht der Grösse der Dampfmaschine verhältnismässig niedrigen Verbrauchsziffern dürften insbesondere auch den verwendeten Kolbenventilen, ihrer Anordnung am Zylinder usw. zuzuschreiben sein. Da die schädlichen Räume, wie auch die Oberflächen, mit denen der Dampf vor seinem Eintritt in den Zylinder in Berührung kommt, nur einen geringen Betrag ausmachen, die letzteren überdies beständig von frischem Dampf umspült werden, der sich in Wirbelungen um die Gehäuse der Einström- und Ausströmventile bewegt und eine fortwährende Erneuerung der Wärmeabgabe bewirkt, fallen die Verluste infolge der Anfangskondensation des Dampfes sehr gering aus.

Als weitere Vorzüge, welche sich mit Verwendung derartiger Ventile ergeben, werden noch die folgenden genannt.

Zufolge der Bewegungsrichtung des durch die grösseren Oeffnungen in den Führungsbüchsen der Einlassventile tretenden Arbeitsdampfes von unten nach oben wird dieser nur wenig Wasser in den Zylinder mitreissen können; sollten sich dennoch grössere Wassermengen im Zylinder ansammeln, so werden diese bei jedem Kolbenhub durch die Ausströmöffnungen im untersten Teile des Zylinders abgeführt.

Die senkrechte Anordnung der Kolbenventile verhütet jegliche Abnutzung derselben infolge Eigengewichtswirkung; die einzige Reibung entsteht durch den leichten Druck, welchen die Dichtungsringe der Kolbenventile gegen die Innenwandungen der Führungsbüchsen ausüben.

Die Firma *van den Kerchoven* hat ferner zwei *schnelllaufende einfachwirkende Dampfmaschinen* stehender Anordnung, System *Willans & Robinson*, in Lüttich ausgestellt.

Die aus vier, zu je zwei in Tandem übereinander liegenden Zylindern bestehenden Maschinen haben folgende Hauptabmessungen:

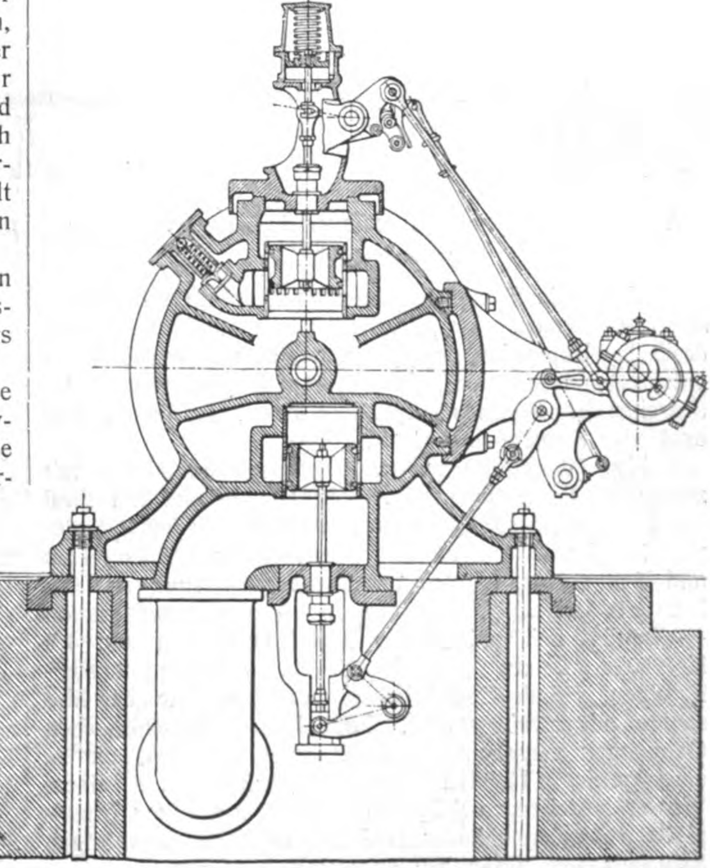


Fig. 18. Steuerung zur Tandem-Verbunddampfmaschine von Kerchove.

Durchmesser der kleinen Zylinder	. 240	mm
„ „ grossen „	. 340	„

Kolbenhub . . . . 140 mm
Mittlere Umlaufzahl i. d. Minute . 470 „

Die ohne Kondensation arbeitenden Maschinen entwickeln mit 9 Atm. Anfangsspannung des Arbeitsdampfes je 90 PS. Die Regelung der Geschwindigkeit erfolgt durch Drosselung, die Dampfverteilung durch Kolbenschieber, die in bekannter Weise sich im Innern der hohlen Kolbenstangen bewegen.

Die Maschinen sind mit Dynamos der *Compagnie internationale d'Electricité in Lüttich* unmittelbar gekuppelt.

des Arbeitsdampfes aufnehmenden sogenannten schwedischen Kolben sind mittels Druckwasser bezw. Bronzemuttern auf den zugehörigen Stangen befestigt; diese werden in langen Bronzebüchsen mit eingedrehten Ringnuten geführt.

Zur Dampfverteilung dienen zylindrische Drehschieber aus Hartguss, die sich in eingesetzten Büchsen aus Phosphorbronze ihrer inmitten der Zylinder liegenden Gehäuse bewegen. Der Antrieb der Schieberspindel erfolgt durch konische Räder — Bronze auf Gusseisen — von der in

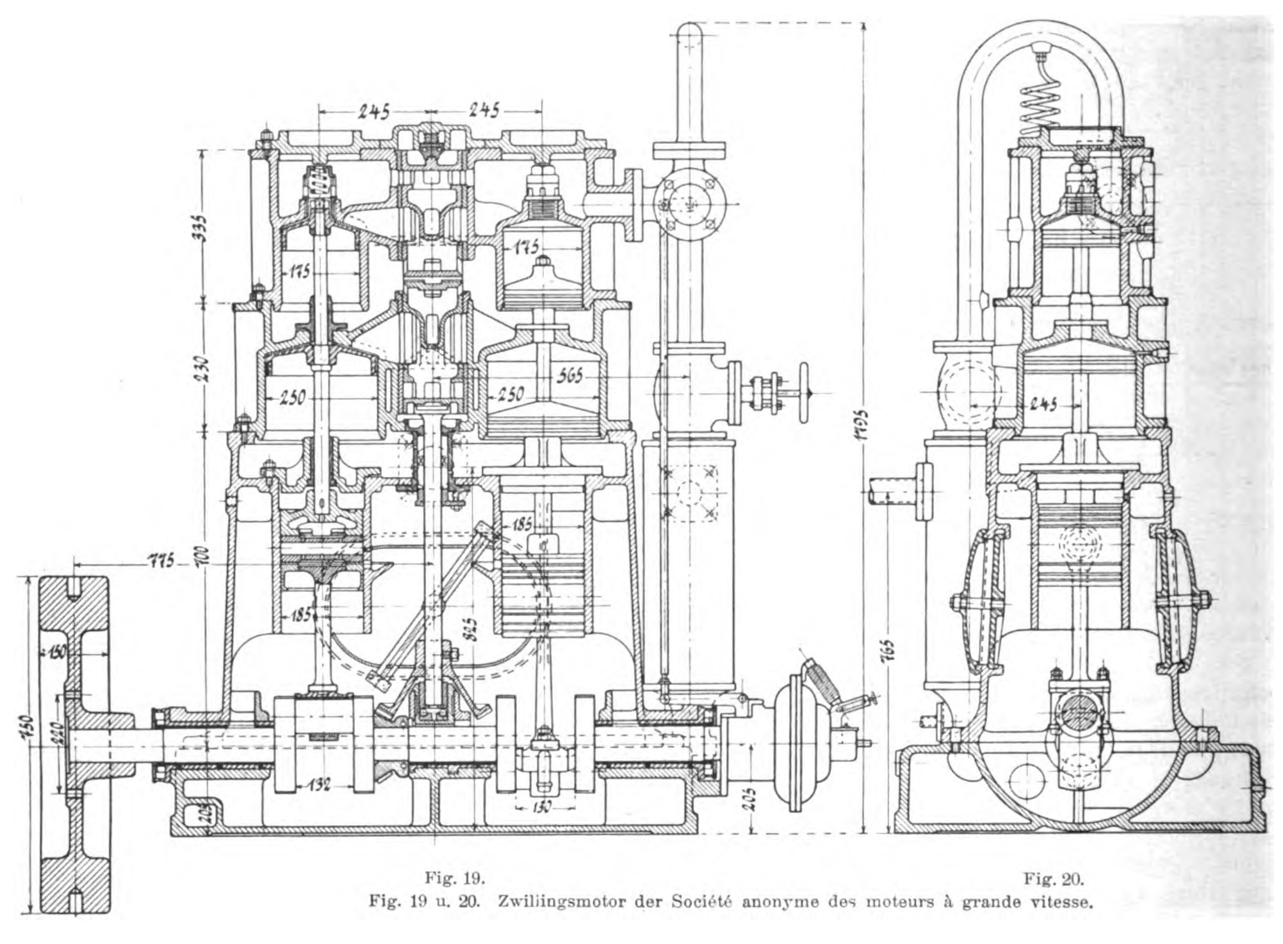


Fig. 19. Fig. 20.
Fig. 19 u. 20. Zwillingsmotor der Société anonyme des moteurs à grande vitesse.

4. *Societé anonyme des moteurs à grande vitesse in Silessin bei Lüttich.*

Die von der Firma gebauten *einfachwirkenden Zwillingsmotoren*, System *Carels*, arbeiten mit ein-, zwei- oder dreifacher Expansion des Frischdampfes und werden dementsprechend mit zwei, drei, vier und sechs neben- oder übereinander liegenden Zylindern bezw. mit zwei, drei oder vier Kurbeln ausgeführt.

Fig. 19 und 20 zeigen einen solchen Motor mit zweifacher Expansion des Arbeitsdampfes und mit zwei um 180° gegenseitig versetzten Kurbeln; er hat Zylinder von 175 bezw. 250 mm Durchmesser für 125 mm Hub und läuft normal mit 560 minutlichen Umdrehungen. Die indizierte Leistung dieses Motors — ohne Kondensation — beträgt bei anfänglichen Dampfspannungen von 4,5 bis 10 Atm. etwa 26 bis 55 PS_i. Auf dem kastenförmigen, behufs Zugänglichkeit der Innenteile der Maschine mit zwei grossen, durch Deckel verschlossenen Oeffnungen versehenen und auf einer kräftigen, bis zu einer gewissen Höhe mit einer, aus Rizinusöl und reinem Wasser bestehenden Schmierflüssigkeit angefüllten Grundplatte ruhenden Ständer sind die mit den zugehörigen Schieberkasten zusammengegossenen Niederdruckzylinder, auf diesen die ebenso ausgebildeten, zur Verhütung von Wasserschlägen mit besonderen Sicherheitsventilen ausgerüsteten Hochdruckzylinder befestigt. Die den Druck

langen Lagern mit Schalen aus Phosphorbronze und Weissmetallfutter geführten, aus Schmiedestahl gefertigten Kurbelwelle aus; letztere trägt einerseits das freischwebende

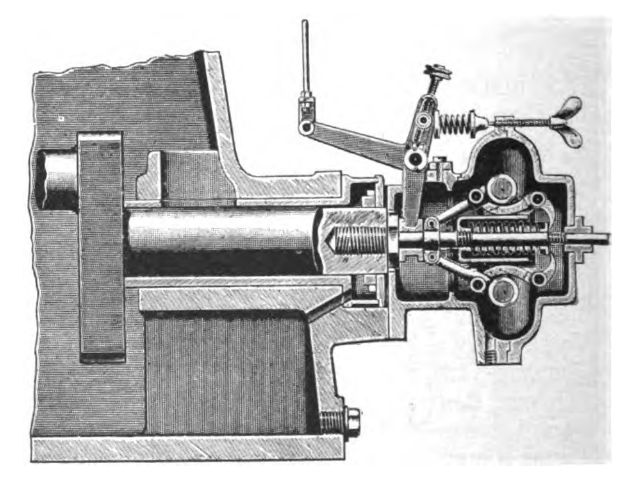


Fig. 21. Federregulator zum Zwillingsmotor der Société anonyme des moteurs à grande vitesse.

Schwungrad von 750 mm Durchmesser und 150 mm Kranzbreite, anderseits einen liegend angeordneten Federregulator mit Tourenverstellung (Fig. 21), der auf einen Drosselschieber wirkt. Zur Stützung der in einer be-

sonderen Büchse mit eingelegtem Ring geführten Schieberspindel samt der mit ihrem oberen Ende verschraubten beiden Schieberhälften dient ein aus gehärteten Stahlscheiben und zwischenliegenden Kugeln gebildetes Spurlager. Der genannte Stopfbüchsenring ist mit Durchbrechungen versehen, die zum Zwecke der Abführung von Kondenswasser aus dem Zwischenbehälter mit dem Auspuffraum der Maschine in Verbindung stehen; damit wird eine stets gleichbleibende Zusammensetzung der in der Grundplatte eingeschlossenen Schmierflüssigkeit erreicht.

Die aus geschmiedetem Stahl hergestellten Schubstangen tragen am Kreuzkopfende mit Schmieröffnungen versehene Büchsen aus Phosphorbronze, am Kurbelzapfenende zweiteilige Schalen aus Phosporbronze, deren untere Hälften, behufs Erleichterung der Schmierung, kürzer gehalten sind als die noch mit Weissmetall ausgefütterten oberen Schalenhälften.

Die zur Aufnahme der wagerechten Komponente der Schubstangenkräfte dienenden Führungskolben arbeiten, indem sie beständig einen nach abwärts gerichteten Druck auf die Lager der Maschine ausüben, wie Luftpumpenkolben; sie haben gehärtete Stahlzapfen, die — behufs Durchtreten von Schmieröl — hohl ausgeführt sind. Zur Maschine gehört noch ein Dampfüberhitzer, sowie ein zur Entfernung des Kondenswassers aus den Leitungen dienender selbsttätiger Ableiter; ausserdem sind stellbare Vorrichtungen zur selbsttätigen Schmierung der Einzelteile der Maschine, ein zum Anwärmen der grossen Zylinder dienendes Ventil, Lufthähne, Reinigungshähne und dergleichen vorhanden. Die Maschinen werden — je nach den gewählten Abmessungen und anfänglichen Dampfspannungen von 4,5 bis 10 Atm. — für Leistungen von 6,5 bis 176 PS_i, sowie mit Umlaufzahlen von 760 bis 370 in der Minute in den Handel gebracht.

(Fortsetzung folgt.)

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Der Eisenbeton und seine Anwendung im Bauwesen. Uebersetzung der zweiten Auflage des Werkes „Le béton armé et ses applications“ von *Paul Christophe*, Ingenieur des Ponts et chaussées. Mit 916 Abb. Berlin, 1905. Tonindustrie-Zeitung. Preis geb. 35 M.

Lehrbuch der Physik. Von *O. D. Chwolson*, Prof. Ord. a. d. Kaiserl. Universität zu St. Petersburg. Dritter Band: **Die Lehre von der Wärme.** Uebersetzt von *E. Berg*, Abteilungschef am physikalischen Zentralqbservatorium in St. Petersburg. Mit 259 Abb. Braunschweig, 1905. Friedrich Vieweg & Sohn. Preis geh. 16 M., geb. 18 M.

Die Dampfturbine der A. E. G. (Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin). Die Riedler-Stumpf- und die Curtis-Turbine. Von *Max Dietrich*, Marine-Oberingenieur a. D. Mit 25 Abb. und Tabellen. Rostock. Volckmann. Preis geh. 1,50 M.

Die Dampfturbine von Schulz für Land- und Schiffszwecke. Mit besonderer Berücksichtigung der Kriegsschiffe. Von *Max Dietrich*, Marine-Oberingenieur a. D. Mit 39 Abb. und 4 Tabellen. Rostock. Volckmann. Preis geh. 2 M.

Construction des induits à courant continu. Manuel pratique du Cobinier, par *E. J. Brunswick* et *M. Aliamet*, Ingénieurs électriciens, Paris. Gauthier-Villars. Geh. 2 fr. 50 c., geb. 3 fr.

Researches on the Affinities of the Elements and on the Causes of the Chemical Similarity or Dissimilarity of Elements and Compounds. By *Geoffrey Martin*, B. Sc, (Lond). With five woodcuts, one large plate, fourteen tables and three appendices. London, 1905. J. & A. Churchill. Preis geb. 16 M.

Le Chauffage des Habitations par Calorifères. Par *M. Raymond*, Périssé, Ingénieur agronome, Paris. Gauthier-Villars. Geh. 2 fr. 50 c., geb. 3 fr.

Eingesandt.

Kommission zur Neugestaltung des mathematisch-naturwissenschaftlichen Unterrichts.

Die geschichtliche Entwicklung unseres Schulwesens hat es mit sich gebracht, dass das Schwergewicht des Lehrplanes von jeher auf den sprachlich-geschichtlichen Fächern ruhte, die als die eigentlichen Träger der von der Schule zu lösenden allgemeinen Bildungsaufgabe galten. Den mathematisch-naturwissenschaftlichen Disziplinen blieb nur ein Nebenplatz als Vermittlern von zwar nützlichen, aber für die Allgemeinbildung bedeutungslosen und darum allenfalls entbehrlichen Spezialkenntnissen. Ganz besonders deutlich offenbart sich die Herrschaft dieser Auffassung in dem Gange, den die Schulreformbewegung genommen hat. Bei der Gestaltung des Lehrplanes, der durch diese Bewegung ins Leben gerufenen Reformschulen, war die Rücksicht auf die sprachlichen Fächer von ausschlaggebender Bedeutung, während die exaktwissenschaftlichen Disziplinen auf den Rest angewiesen wurden, der ihnen nach Befriedigung der Ansprüche des Sprachunterrichtes übrig blieb.

Gegen diese, den Bildungsgehalt der mathematisch-naturwissenschaftlichen Disziplinen durchaus verkennende Auffassung, ist in neuerer Zeit eine immer stärkere Bewegung in Fluss gekommen, die zum Teil in den Kreisen der Fachlehrer, zum anderen Teil in den Kreisen der an einer gründlichen naturwissenschaftlichen Bildung besonders interessierten Berufsstände, namentlich denen der Techniker und der Aerzte, ihren Ursprung hat. Diese auf Anerkennung des vollen Bildungswertes der genannten Fächer mit immer stärkerer Gewalt drängende Bewegung macht sich auch in dem Lehrfach geltend, das von altersher noch am günstigsten dastand, nämlich der Mathematik. Hier wurde von den Fachlehrern selbst, sowie namentlich auch von einzelnen Hochschuldozenten und von den Vertretern der Anwendungen der Mathematik eine Aenderung des Lehrbetriebes in dem Sinne gefordert, dass unter Preisgebung mannigfacher isoliert dastehender Kapitel die Fähigkeit zur Anwendung des mathematischen Wissens und namentlich der Sinn für den in der Mathematik seinen schärfsten Ausdruck findenden funktionalen Zusammenhang stärker als bisher gepflegt und entwickelt werde. In der Physik wie in der Chemie sollte der Lehrbetrieb sich zu einer Schulung wissenschaftlicher Einsicht in die Art erheben, durch die auf dem Gebiete der Naturvorgänge überhaupt Erkenntnis gewonnen wird. Endlich macht sich in immer lebhafterer Weise die Ueberzeugung geltend, dass der im Jahre 1879 erfolgte Ausschluss der biologischen Lehrfächer aus dem Unterrichtsplan der höheren Schulen ein verhängnisvoller Fehler war, indem er die Bildung der aus diesen Schulen abgehenden, zu leitenden Stellen im Leben berufenen jungen Männer eines der wichtigsten, in seiner Eigenart durch kein anderes Fach zu ersetzenden Mittels beraubte.

Das kam namentlich auf der Hamburger Naturforscherversammlung 1901 (die Wünsche wurden in den „Hamburger Thesen“ formuliert), sodann auf der Casseler Versammlung 1903, wo sich die mathematischen und biologischen Bestrebungen vereinigten und mit dem nachhaltigsten Erfolg in der Breslauer Naturforscherversammlung 1904 zum Ausdruck. Dort wurde nachstehender Beschluss einhellig angenommen:



„In voller Würdigung der grossen Wichtigkeit der behandelten Fragen spricht die Versammlung dem Vorstande den Wunsch aus, in einer möglichst vielseitig zusammengesetzten Kommission diese Fragen weiter behandelt zu sehen, damit einer späteren Versammlung bestimmte, abgeglichene Vorschläge zu möglichst allseitiger Annahme vorgelegt werden können".

In dankenswerter Weise hat der Vorstand der Naturforschergesellschaft eine zwölfgliedrige Kommission eingesetzt aus den Herren: *v. Borries*-Berlin, *Duisberg*-Elberfeld, *Fricke*-Bremen, *Gutzmer*-Jena, *Klein*-Göttingen, *Kräpelin*-Hamburg, *Leubuscher*-Meiningen, *Pietzker*-Nordhausen, *Poske*-Berlin, *Schmid*-Zwickau, *Schotten*-Halle, *Verworn*-Göttingen. Von den Genannten schieden die Herren *Leubuscher* und *Verworn* zu Beginn dieses Jahres aus, und für sie haben sich die Herren *Chun*-Leipzig und *Cramer*-Göttingen zur Mitarbeit in der Kommission bereit finden lassen.

Ihre umfangreiche Aufgabe hat diese Kommission zunächst mit der Neugestaltung des mathematisch-naturwissenschaftlichen Unterrichts an den drei in Preussen bestehenden neunklassigen Anstalten in Angriff genommen. Das nunmehr dem Meraner Naturforschertag in Vorlage gebrachte Material besteht aus einem allgemeinen Vorbericht, einem Bericht über den mathematischen Unterricht, einem betreffs des Unterrichts in der Physik und einem Bericht über den biologisch-chemischen Unterricht.

Hierbei mag erwähnt werden, dass an Realanstalten als Mindestmass für Chemie nebst Mineralogie ein Unterricht in zwei Wochenstunden, von der Untersekunda bis zur Oberprima angenommen worden ist, während für die biologischen Fächer zusammen mit der auf der Oberstufe zu behandelnden Geologie zwei Stunden durch alle Klassen in Ansatz gebracht worden sind.

Wie die Kommission über den Wert der sprachlich-historischen und der mathematisch-naturwissenschaftlichen Bildungselemente denkt, das bringt sie in folgenden drei Leitsätzen zum Ausdruck:

1. Die Kommission wünscht, dass den Abiturienten weder eine einseitig sprachlich-historische noch eine einseitig naturwissenschaftliche Bildung gegeben werde.

2. Die Unterrichtskommission erkennt die Mathematik und die Naturwissenschaften als den Sprachen durchaus gleichwertige Bildungsmittel an und hält fest an dem Prinzip der spezifischen Allgemeinbildung (das will sagen: einer Bildung, deren Ziel überall das gleiche ist, eine freie Bildung des Geistes und Charakters, jedoch gewonnen auf verschiedenen, den spezifischen Geistesanlagen der einzelnen Menschen entsprechend, durch die einzelnen Schularten verwirklichten Bildungswegen) der höheren Schulen.

3. Die Kommission erklärt die tatsächliche Gleichberechtigung der höheren Schulen (Gymnasien, Realgymnasien, Oberrealschulen) als durchaus notwendig und wünscht deren vollständige Anerkennung.

In dem mathematischen Lehrplan wird schon frühe ein Betrieb empfohlen, der die Veränderungen der algebraischen Ausdrücke und der geometrischen Formen als Ausfluss gesetzmässiger, funktionaler Zusammenhänge auffassen lehrt, wobei zwischen den Gymnasien und Realgymnasien kein Unterschied gemacht wird, während für die Oberrealschule eine mässige Weiterführung des Planes durch Einbeziehung der Elemente der Infinitesimal-Analysis von einem Teil der Kommission gefordert wurde. Im physikalischen Lehrplan wird die Einteilung in zwei Stufen beibehalten und durch schärfere Betonung des verschiedenen Charakters auf beiden, Vorwiegen des Anschaulichen auf der unteren, der Einführung in den gesetzmässigen Zusammenhang auf der oberen Stufe verschärft und vertieft, ganz besonders aber die Selbständigkeit der Physik gegenüber der Mathematik gewahrt.

Im chemischen Unterricht, der ebenfalls die Einteilung in zwei Stufen beibehält, wird durch Zurückdrängen der Stöchiometrie und Weglassen weniger wichtiger Elemente eine stärkere Betonung des physikalischen und ganz besonders des organischen Teils ermöglicht, und zwar wird der organischen Chemie nicht nur ihrer wissenschaftlichen Bedeutung wegen und ihrer nahen Beziehungen zur Biologie, sondern auch infolge ihrer Wichtigkeit für die allgemeinen theoretischen Anschauungen eine erweiterte Behandlung zuteil.

Der bisher stark vernachlässigten Mineralogie wird eine selbständige Stellung eingeräumt und der Geologie, deren Stoffauswahl im Sinne der deutschen geologischen Gesellschaft vorgenommen wurde, ein Platz in O I angewiesen.

Der biologische Lehrplan verteilt den Lehrstoff nach den aus ihm selbst folgenden, zum Teil auf der Hand liegenden Gesichtspunkten auf die einzelnen Klassenstufen und schliesst mit der Anatomie und Physiologie des menschlichen Körpers sowie einem Ausblick auf die Psychologie ab. Praktische Uebungen, die übrigens auch in der Mathematik nicht ganz fehlen (geometrisches Zeichnen, einfachere Vermessungen), werden für alle Zweige des naturwissenschaftlichen Unterrichts möglichst empfohlen unter Forderung der Ansetzung besonderer Stunden. Auf der obersten Klassenstufe soll in allen Zweigen des mathematisch-naturwissenschaftlichen Unterrichts eine vertiefende, die philosophischen Elemente herausholende und betonende Behandlung des Stoffes Platz greifen.

Für die Durchführung dieser Gesichtspunkte wird eine gewisse Erhöhung der Stundenzahl für diese Fächer ohne Vermehrung der Gesamtstundenzahl gefordert, die nach dem Urteil der Kommission auch für die Realanstalten im Bereich der Möglichkeit liegt. Für die Gymnasien bestehen besondere Schwierigkeiten, über deren Hebung die Kommission zu einem einheitlichen Beschluss nicht gelangt ist. Dass aber die Zurückdrängung naturwissenschaftlicher Ausbildung an diesen Schulen ein schwerer Misstand ist, doppelt empfindlich, so lange bei der so ausserordentlich überwiegenden Zahl der humanistischen Gymnasien die grosse Mehrzahl der zu leitenden Stellen in unserem öffentlichen Leben berufenen Männer ihre Bildung eben den humanistischen Gymnasien verdankt, darüber bestand im Schosse der Kommission nur eine Meinung, die auch im Gesamtbericht zum Ausdruck gekommen ist.

Jedem der drei obengenannten Einzelberichte ist ein ins Einzelne gehender Lehrplan beigefügt, mit dem indessen die Kommission keineswegs einen Normalplan aufzustellen beabsichtigt, vielmehr sollen diese Pläne lediglich einerseits ein Bild von der Art geben, in der die Kommission sich die Verwirklichung ihrer Gedanken vorstellt, anderseits für die praktischen Versuche einen fruchtbaren Anhalt bieten.

Zur Anstellung solcher Versuche hat das preussische Kultusministerium in dankenswerter Weise seine Genehmigung gegeben, sie sind an einer Reihe von Anstalten bereits im Gange, an anderen sollen sie in nächster Zeit in Angriff genommen werden.

Alle weiteren Fragen, die im Rahmen des ihr erteilten Auftrages liegen, hat die Kommission auf das nächste Jahr verschoben, es sind dies insbesondere der Unterricht an den Reformschulen, den Realschulen, den Fachschulen, der naturwissenschaftliche Mädchenunterricht, hygienische Fragen und namentlich auch die Frage der Lehrerbildung durch die Hochschulen. Diese Fragen werden Gegenstand des der Naturforscherversammlung 1906 zu erstattenden Berichtes sein.

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

86. Jahrg., Bd. 320, Heft 42. **Berlin, 21. Oktober 1905.**

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Ein Beitrag zur Beurteilung der Säeorgane an Drillmaschinen.

Von Prof. Dr. **Gustav Fischer,** Landwirtschaftliche Hochschule Berlin.

In den Kreisen der Maschineningenieure begegnet man nicht selten der Anschauung, dass das landwirtschaftliche Maschinenwesen ein minderwertiger Zweig der Technik sei, der für wissenschaftliche Studien kein Interesse biete. Man scheint dort den landwirtschaftlichen Maschinen ihre Herkunft noch nicht vergessen zu haben, die in vielen Fällen in der Werkstatt des Dorfschmieds und Schlossers, selten im Konstruktionsbureau zu suchen ist. Gerade die brauchbarsten und leistungsfähigsten Maschinen sind ja auf dem Lande gross geworden; was vom Zeichentisch stammte, hat meistens die scharfe Landluft nicht vertragen können. Dabei sind nun aber die Formen zum Teil plump und schwerfällig geblieben, der Anstrich ist grellbunt und geschmacklos, die Bemessung der Einzelteile erscheint oft ungeschickt, teils weil es dem Verfertiger an Geschick zur Verfeinerung fehlte, teils weil auf die unsanfte Behandlung in den derben Händen des Ackermanns Rücksicht genommen werden muss.

Dieses unscheinbare Aeussere, das vielen landwirtschaftlichen Maschinen eigen ist, setzt sie in den Augen des Ingenieurs herab, und da ausserdem die Verwendung von Maschinen in der Landwirtschaft des europäischen Kontinents noch vor nicht langer Zeit ziemlich geringfügig war, während gleichzeitig andere Zweige der Technik eine lebhafte Entwicklung durchmachten, so ist der Mangel an Interesse erklärlich.

Für die Technik der landwirtschaftlichen Maschinen erwuchs daraus die unerwünschte Folge, dass die Empirie den bestimmenden Einfluss hat, während genaue Untersuchungen, die auf eine Reihe systematisch durchgeführter Versuche eine Theorie der arbeitenden Werkzeuge aufzubauen gestatten, weniger angestellt sind, als der Gegenstand es verdient. Eine teilweise Besserung ist eingetreten, seitdem sich grosse Fabriken mit der Herstellung landwirtschaftlicher Maschinen nach modernen Konstruktionsprinzipien und unter Verwendung guten Materials befassen. Doch sind wirklich genaue Versuche auch in diesen Fabriken noch selten, und ihre Ergebnisse werden naturgemäss der Oeffentlichkeit nicht bekannt gegeben. Infolgedessen herrschen unklare und oft falsche Ansichten über die Eigentümlichkeiten der verwendeten Mechanismen, auch solcher, die seit langer Zeit benutzt werden.

Die Drillmaschinen gehören zu den ältesten landwirtschaftlichen Maschinen und haben eine ausserordentlich weite Verbreitung gefunden. Man sollte daher annehmen, dass ihr wichtigster Teil, der Säemechanismus, genauen Untersuchungen unterworfen ist. Bei näherer Betrachtung bieten sich aber viele Probleme an ihm, die noch der Erforschung bedürfen. Im Jahre 1904 wurde durch die „Deutsche Landwirtschaftsgesellschaft" eine Prüfung von Drillmaschinen veranstaltet;[1]) diese hatte naturgemäss nur die Frage zu entscheiden, welche der geprüften Maschinen für die praktische Benutzung am besten geeignet war, Untersuchungen über die Gründe der etwaigen Mängel, die zu einer Theorie der Säemechanismen beitragen konnten, liessen sich im Rahmen der Prüfung nur in beschränktem Masse anstellen. Immerhin hat die Prüfung einige Anhaltspunkte für die Lösung dieser Fragen gegeben und gezeigt, nach welchen Richtungen sich die Untersuchungen zu bewegen haben werden; sie hat aber auch gezeigt, in wie geringem Masse die strengen Forderungen, die die Theorie stellen muss, von den heute gebräuchlichen Säeorganen erfüllt werden. Damit auf einer gegebenen Ackerfläche die grösstmögliche Pflanzenzahl sich möglichst kräftig entwickeln kann, muss die Drillmaschine die Samenkörner in der gewünschten Menge so gleichmässig verteilen, dass jede Pflanze die gleiche Bodenfläche erhält. Ein Säeorgan, das diese Bedingung genau und unter allen Umständen ohne Beschädigung der Körner erfüllt, ist als vollkommen anzusehen.

Die gebräuchlichsten Säemechanismen der modernen Drillmaschinen sind Schubräder, Löffel und Schöpfräder, und man ist im allgemeinen der Ansicht, dass die beiden letzteren nur in der Ebene brauchbar sind, weil durch Steigung und Gefälle die Aussaatmenge stark beeinflusst wird, dass dagegen richtig ausgeführte Schubräder die Saat zwangläufig aus dem Saatkasten befördern und deswegen von der Stellung der Maschine innerhalb der praktisch möglichen Grenzen unabhängig sind. Bei der Benutzung von Löffelscheiben und Schöpfrädern, die in anderer Hinsicht Vorteile bieten, sucht man daher den Einfluss der Bodenneigung dadurch aufzuheben, dass man den Saatkasten, oder bei Löffeldrillmaschinen auch nur die Auffangetrichter, pendelnd lagert. Unter dem Einfluss der Schwerkraft nehmen diese Teile dann immer die gleiche Lage ein, und man muss nur durch eine Hemmung verhindern, dass rasche Schwankungen infolge von Stössen auftreten. Diese Hemmung erfolgt bei den Maschinen mit Schöpfrädern von *Rud. Sack* in Leipzig durch Windflügel, die von dem pendelnden Saatkasten durch eine grosse Zahnradübersetzung in schnelle Umdrehung versetzt werden. *Fr. Dehne* in Halberstadt verwendet zur Hemmung der Schwingungen der Auffangetrichter an Löffeldrillmaschinen eine abgeänderte Form der alten, von Professor *Wüst* angegebenen Flüssigkeitsbremse. An einfacheren Maschinen erfolgt die Einstellung nicht selbsttätig, sondern mittels einer Schraubenstellung von Hand,

[1]) Ueber diese Prüfung ist im Auftrage des Prüfungsausschusses vom Verfasser ein Bericht im Jahrbuch 1904 der „Deutschen Landwirtschaftsgesellschaft", S. (500), veröffentlicht worden.

die Regelung ist also von der Aufmerksamkeit und Geschicklichkeit des Maschinenführers abhängig.

Soweit war man über die Fehler der Löffel und Schöpfräder völlig im Klaren, die Prüfung im Jahre 1904 bewies aber, dass die vielfach behauptete Unabhängigkeit der Schubräder von den Bodenneigungen keineswegs vorhanden ist. Bei der Prüfung wurden die Eigenschaften der Säemechanismen darauf untersucht, ob die Verteilung der Samenkörner auf die einzelnen Drillreihen gleichmässig ist, ob die Bodenneigung Einfluss hat, und ob die Saatkörner verletzt werden. Der Versuch, die Verteilung der einzelnen Körner innerhalb einer und derselben Reihe auf gleichmässigen Abstand zu prüfen, ergab kein völlig einwandfreies Ergebnis, weil bei der durch die Wirtschaftsverhältnisse gebotenen grossen Reihenweite und gleichzeitig starken Aussaat die Körner in den Reihen sehr dicht beieinander lagen.

Hinsichtlich der Wirkung der Bodenneigung überraschten die Schubräder durch die starken Unterschiede in der Aussaatmenge. Zur Prüfung wurden hierbei verschiedene Samenarten benutzt, und die stärksten Unterschiede zeigten sich bei Erbsen, die wegen ihrer Kugelform am leichtesten der Schwerkraft folgten und rollten. Bei den Stellungen der Maschine, die einer Steigung und anderseits einem Gefälle von 15 v. H. entsprach, wurden Drehproben vorgenommen. Der Mehrbetrag der Aussaat in der Steigung gegenüber demjenigen im Gefälle betrug bis zu 29 v. H. der in der Ebene erhaltenen Aussaat, und zwar ergaben sich diese Werte bei einer Maschine von *W. Siedersleben & Co.* in Bernburg, die als gut hergestellt gelten kann. Bei der Schubradmaschine von *Fr. Dehne* in Halberstadt betrug die Abweichung unter den gleichen Bedingungen 21 v. H. und bei einer schmaleren Maschine gleicher Bauart 17,7 v. H.

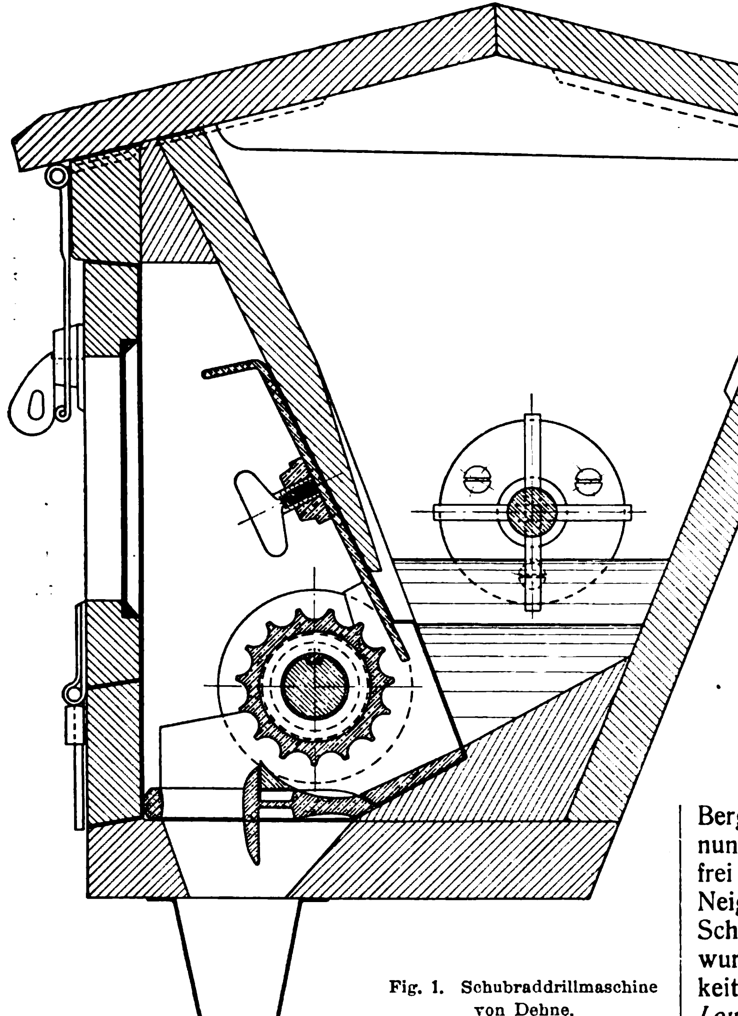


Fig. 1. Schubraddrillmaschine von Dehne.

Die Unterschiede entstehen offenbar dadurch, dass die Ueberwurfkante bei dem Bergauffahren nicht so hoch, bei dem Bergabfahren höher über dem tiefsten Punkt des Gerinnes liegt als bei der Fahrt in der Ebene. Ausserdem übt das Gewicht der Körner im Saatkasten bei der Stellung bergauf einen stärker treibenden Einfluss auf die im Gerinne fortbewegten Körner aus.

Diese Zahlen beweisen, dass die abgenommene zwangläufige Förderung des Saatgutes auch nicht annähernd vorhanden ist. Selbst Haferkörner, die wegen ihrer langen, dünnen Gestalt dem Herausrollen wenig ausgesetzt sind, ergaben Abweichungen von durchschnittlich 7 v. H. Aus der in Fig. 1 gegebenen Skizze eines Säegehäuses mit Schubrad ergibt sich auch, dass Zwangläufigkeit gar nicht möglich ist. Der Auslaufkanal unter dem Schubrad muss weit genug sein, um die Körner ohne Beschädigung hindurchzulassen, und auch die Rippen müssen so geformt und bemessen sein, dass sie die Körner nicht quetschen. Es werden also immer nur diejenigen Körner, die dicht am Schubradumfange liegen, unmittelbar von den Rippen erfasst und herausgeschoben werden; auf die weiter abliegenden wird sich diese Bewegung nur unvollkommen durch die Reibung der ersteren Schicht übertragen. Ganz zwangläufig kann auch die Bewegung der von den Schubrippen erfassten Körner nicht erfolgen, weil sie aussen von der den Kanal anfüllenden losen Körnermasse berührt werden und daher teils ausweichen, teils aufgehalten oder herumgedreht werden.

Wenn man versucht, die Ungleichmässigkeit durch Verengung des Auslaufkanals zu verringern, läuft man Gefahr, durch die Schubrippenkanten die Saatkörner zu verletzen und dadurch die Keimfähigkeit zu verringern. Besonders gefährlich sind in dieser Beziehung die scharfkantigen, im Querschnitt viereckigen Rippen, die auf den zylindrischen Körper des Schubrades aufgesetzt sind (vgl. Fig. 2 rechts). Bei Versuchen haben sich wenigstens an Maschinen dieser Bauart weit mehr Verletzungen der Körner gezeigt als bei den Schubrädern mit ausgekehlter Mantelfläche (Fig. 2 links). Die zahlenmässige Feststellung der Verletzungen misslang allerdings, weil diese oft nicht sichtbar waren, obwohl die Schubräder ihre Arbeit mit einem knackenden Geräusch verrichteten, also unzweifelhaft Körner verletzten. Eine genaue Untersuchung mit der Lupe, vielleicht unterstützt durch vorherige Färbung der Körner, hätte Aussicht auf bessere Ergebnisse.

Ein Weg zum Ausgleich des Einflusses der Bodenneigung würde in einer Drosselung des aus dem Vorratskasten in das Säegehäuse tretenden Körnerstromes liegen. Mit der *Siedersleben*schen Maschine wurden bessere Ergebnisse gewonnen, wenn bei dem Bergauffahren die Schieber an den Säegehäusen die Oeffnungen halb abschlossen, bei dem Bergabfahren aber ganz frei liessen. Durch die Verengung des Zulaufkanals wird die Neigung der Saat, bei der Bergfahrt der Maschine infolge Schwerkraft auszufliessen, verringert. Bei der Prüfung wurde allerdings trotzdem keine annähernde Gleichmässigkeit erzielt, aber es gelang doch, bei einer Maschine von *Louis Linck* durch die Verstellung der Schieber die Abweichungen zwischen den Saatmengen bei Berg- und Talfahrt auf 10 v. H. herunterzusetzen. Zweifellos würde es möglich sein, durch eine noch weiter gehende Ver-

engung des Zulaufkanals die Unterschiede auszugleichen.
Die Ausnutzung dieser Erfahrung für die Praxis begegnet grossen Schwierigkeiten. An der *Siederslebenschen* Maschine kann nur jeder einzelne Schieber für sich allein verstellt und dadurch die Weite der Oeffnung geändert werden. Es ist selbstverständlich ausgeschlossen, dass diese unbequeme Arbeit auf dem Felde bei jeder be-

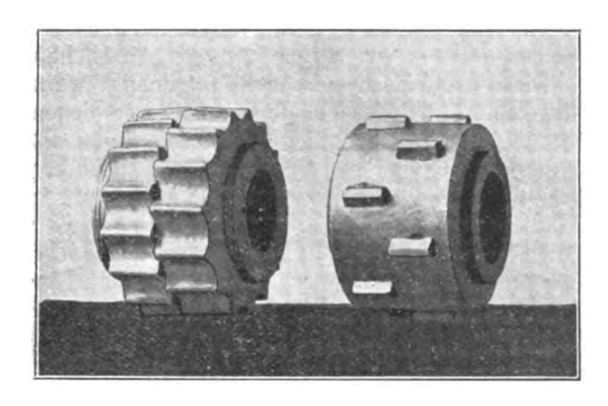


Fig. 2. Schubräder von Dehne (links) und Siedersleben (rechts).

deutenden Neigungsänderung des Bodens ausgeführt wird. Bei den Maschinen von *Linck* sind alle Schieber mittels lösbarer Klemmschrauben an eine gemeinsame Stellschiene angeschlossen. Dadurch ist die Möglichkeit geboten, durch Verstellung eines Hebels die Weite sämtlicher Saatkastenöffnungen gleichzeitig und gleichmässig zu verändern, aber auch die weitere Möglichkeit, nach Lösen der Klemmschrauben einzelne der Schieber zu schliessen. Die Ausführung des einen zur Verstellung der Schieber nötigen Handgriffs durch den Maschinenführer kann schon eher erwartet werden, aber auch diese Konstruktion verfehlt ihren Zweck bei unsorgfältiger Bedienung. Der Grad des Gefälles oder der Steigung kann ausserdem in den meisten Fällen nur geschätzt werden; also wenn auch wirklich der Führer der Maschine bemüht ist, die Stellung der Schieber dem Gelände anzupassen, so ist die Genauigkeit der Einstellung von seinem Augenmass und seiner Geschicklichkeit abhängig.

Es läge nun nahe, die Oeffnungsweiten der Saatausläufe selbsttätig dem Gelände entsprechend zu verändern; dem Verfasser ist allerdings nicht bekannt geworden, dass dieser Versuch schon gemacht worden ist. Die Lösung dieser Aufgabe vom Standpunkt der Mechanik aus wäre ziemlich einfach: ein Pendel, das bei jeder Bodenneigung die lotrechte Lage beibehält, könnte zur Verstellung der Schieber angewendet werden. Die Schwierigkeiten beginnen aber bei der praktischen Durchführung. Die Kraft, die das schwingende Pendel ausüben kann, ist nicht sehr gross, weil das Gewicht durch die Rücksicht auf die verfügbare Zugkraft, zumal da in losem Boden gefahren wird, beschränkt ist. Es ist nun die Frage, ob es möglich ist, die Stellschieber so leichtgängig zu machen und bei dem Betriebe auch zu erhalten, dass ihr Widerstand durch die Kraft des Pendels überwunden wird. Jedenfalls könnte man die jetzt gebräuchlichen, in Führungen ziemlich stramm gehenden Schieber nicht anwenden, Drehklappen würden vielleicht zweckmässiger sein. Die Zahl der Gelenke und Gleitflächen müsste mit Rücksicht auf die Verschmutzung so klein wie möglich gehalten werden. Die mittelbare Regelung, bei der durch das Pendel nur ein Wechselgetriebe nach der einen oder der anderen Richtung eingeschaltet wird, mittels dessen von den Fahrrädern aus die Verstellung der Schieber bewirkt wird, würde die Maschine verwickelter und empfindlicher machen. Ausserdem müsste die Vorrichtung billig sein, damit sie einige Aussicht auf Verbreitung hat. Bei den Schöpfraddrillmaschinen ist eine ähnliche Einrichtung der Firma *C. Krätzig & Söhne* in Jauer unter No. 86 501 im Jahre 1895 patentiert worden. Sie besteht aus einem konzentrisch zum Schöpfrad angeordneten Schieber, der durch einen Gewichtshebel so eingestellt wird, dass der Schöpfraum immer gleichmässig gefüllt ist. In der Praxis findet sich diese Einrichtung meines Wissens nicht.

Leichter gangbar wäre der Weg, den Saatkasten stellbar zu machen, wie es für Schöpfrad- und Löffeldrillmaschinen ausgeführt ist. Ausser den kurz beschriebenen Einrichtungen von *Sack* und *Wüst* finden sich in den Patentbeschreibungen noch verschiedene Mittel, um die Einstellung zu ermöglichen, ohne dass der Kasten bei den unvermeidlichen Stössen Schwankungen ausführt, aber Verbreitung haben sie alle nicht gefunden, weil sie die Maschine schwer und teuer machen, oder weil sie mit Getrieben arbeiten, die auf die Dauer nicht in gutem Zustand bleiben.

Endlich ist auch versucht worden, die Förderung des Saatgutes wirklich zwangläufig zu gestalten. Die „Berolina"-Drillmaschine von *M.* und *L. Lins* besass sogenannte Nutenwalzen, d. h. zylindrische Walzen, in die eine glatte Nut eingedreht war. In jede Nut griff ein glattes Rädchen ein, welches sich mit derselben Geschwindigkeit drehte wie die Nutenwalze. Dadurch war ein allseitig begrenzter, ziemlich enger Kanal gebildet, dessen Weite durch eine Parallelverschiebung der die Räder tragenden Welle der Korngrösse angepasst werden konnte. Da somit die beiden längeren Wände des Kanals die gleiche Geschwindigkeit besassen und auch die Geschwindigkeit der schmalen Flanken nur wenig anders war, so konnte auch die Bewegung der Saat nur mit der gleichen Geschwindigkeit erfolgen. Soweit Versuchsergebnisse bekannt geworden sind, ist auch die Unabhängigkeit der Saatmenge von den Geländeunebenheiten sehr gross gewesen. Leider stellten sich im Betriebe Unzuträglichkeiten ein. Um das Zerquetschen der Körner zu verhindern und Fremdkörpern den Durchgang zu ermöglichen, müssen die in die Nuten eingreifenden Rädchen nachgiebig sein. Da sie alle auf derselben Welle sassen, war ein Ausweichen der Räder ausgeschlossen. Sie wurden deshalb mit Gummimänteln ausgestattet, die befriedigend wirkten, solange der Gummi neu und elastisch war. Nach kurzer Zeit erhärtete er jedoch, wurde unnachgiebig und rissig, er verdarb auch durch Oeltropfen, die bei dem Schmieren darauffielen. Die Folgen waren ungleiche Aussaat der einzelnen Reihen, Beschädigungen der Saat und der Säeorgane und kostspielige Reparaturen, so dass die *A.-G. H. F. Eckert*, die den Bau dieser Maschinen ausführte, ihn aufgegeben hat.

Die pendelnde Aufhängung des Saatkastens bei Löffel- und Schöpfraddrillmaschinen, bezw. der Saattrichter bei Löffeldrillmaschinen genügt auch noch nicht allen Anforderungen. Die Prüfung der Löffeldrillmaschine „Ideal" von *Dehne* ergab zwar für Steigung und Gefälle von je 15 v. H. nur Unterschiede von 10—15 v. H. für die 4 m breite Maschine und solche von 5 v. H. für die 2 m breite Maschine bei der Aussaat von Erbsen, während die besten anderen Maschinen entsprechender Grösse 20,4 v. H. bezw. 10 v. H. Abweichung aufwiesen. Aber wenn im Hang gefahren wurde, also ein Fahrrad höher ging als das andere, so stiegen die Unterschiede auf 24 v. H. bezw. 11,8 v. H. Der Grund ist der, dass in dem offenen Schöpfraum, aus welchem die Löffel die Saat entnehmen, das Getreide nach der tiefer liegenden Seite hin gleitet, um so mehr, als die Löffelscheibe dabei als Rührwerk wirkt. Dadurch und weil die Löffel schief stehen, füllen sich diese nicht so voll wie in der Ebene, ausserdem fallen vielleicht auch einzelne Körner nicht in, son-

dern neben die Saattrichter. Die Arbeit der Löffel erfolgt ja nicht so, dass sie sich voll Saat füllen und diese ruhig in die Trichter schütten, sondern sie überfüllen sich, werfen einen Teil der Körner bei dem Austreten aus dem Saatvorrat wieder ab und schleudern, wenn sie sich dem Scheitel nähern, den Rest, der bei den tieferen Stellungen der Löffel in diesen noch Halt fand, in die Saattrichter. Der Raum über dem Saatvorrat ist von einem Sprühregen von Körnern erfüllt, und daher erklärt es sich, dass das Schiefstehen der Maschine einen bedeutenden Einfluss auf die Aussaatmenge ausübt. Die Löffeldrillmaschine mit pendelnden Trichtern von *Dehne* ersieht man aus Fig. 3.

Eine ähnliche Abweichung ergibt sich bei Schöpfrädern, namentlich wenn diese als Doppelräder ausgeführt sind, um die Zahl der Schöpfräume zu vermindern. Auch hier gelingt die Ausgleichung nur in Steigung und Gefälle in leidlich ausreichendem Masse, dagegen nicht im Hange.

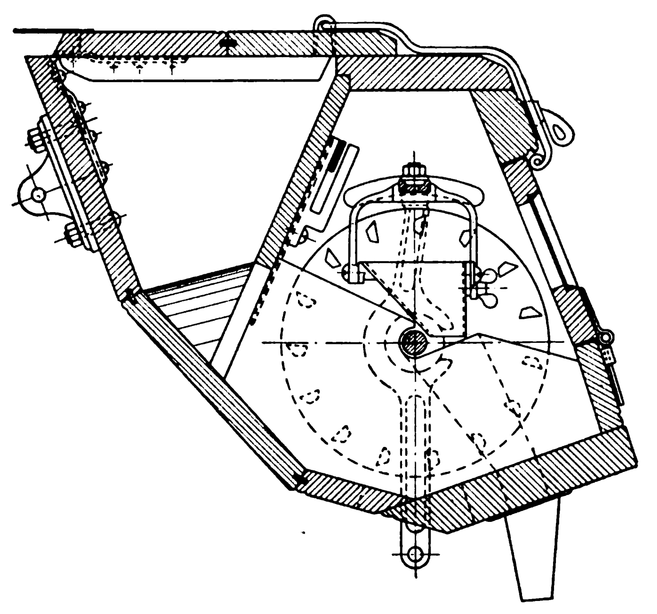


Fig. 3. Löffeldrillmaschine mit pendelnden Trichtern von Dehne.

Verschiedene Erfinder haben versucht, die Aussaat dadurch von den Geländeunebenheiten unabhängig zu machen, dass sie die Zellen des Rades mit Saat überfüllten und durch Abgleicher die überschüssige Menge zurückhielten. Die verschiedenen Konstruktionen lassen sich auf die Urform des *Alban*schen Säerades zurückführen, das aus einer hölzernen Walze mit breiter, ringsum laufender Nut bestand; diese Nut war durch Blechstreifen in Zellen geteilt. Das Säerad sass unter dem Auslauf des Saatkastens, so dass die Zellen stets vollliefen und durch eine Bürste abgestrichen wurden. Moderne Ausführungen dieses Systems sind die Konstruktion von *Naumann* in Schlettau und die sogen. Säescheiben an den Drillmaschinen der Klasse III von *Rud. Sack* in Leipzig.

Die Säescheiben von *Sack* für mittlere und feine Sämereien sind Flachzylinder mit grösseren oder kleineren länglichrunden Höhlungen auf der Mantelfläche, diejenigen für grobe Sämereien haben Nuten quer über die ganze Breite. Das Säerad der Drillmaschine Patent *Naumann* (D. R. P. 68083), Fig. 4, gleicht äusserlich einem Schubrad mit ausgekehlter Mantelfläche; das Abstreichen der überflüssigen Körner besorgt eine Blattfeder, deren oberes Ende mit einer Schraube am Säegehäuse befestigt ist, während das untere den Umfang des Säerades berührt. Bei der Aussaat grober Körner lässt man die Feder in ihrer ganzen Länge frei spielen, bei kleineren legt man sie auf etwa zwei Drittel der Länge fest.

Mit der *Naumann*schen Maschine ist im Frühjahr 1897 von der *Sächsischen Maschinenprüfungsstation* in Leipzig eine Prüfung angestellt worden, die in mancher Hinsicht recht gute Ergebnisse geliefert hat. Die Versuche über die Ungleichmässigkeiten der Aussaat in Steigung und Gefälle sind dabei nur mit Weizen und Gerste durchgeführt worden. Die als Durchschnitt sämtlicher Drillreihen ermittelte Saatmenge f. d. Reihe betrug bergauf 327 gr, bergab 298 gr Weizen, die Abweichung also 9,3 v. H. vom Mittelwert; für Gerste ergaben sich die Werte: bergauf 294 gr, bergab 282 gr, Abweichung 4,3 v. H. Diese Ergebnisse sind nicht ungünstig, wenn man die Abweichung bei der Gerstenaussaat mit denen vergleicht, die sich gelegentlich der vorjährigen Prüfung durch die D. L. G. bei den Versuchen mit Hafer ergaben. Diese betrugen 5,6 bis 7,3 v. H. des Mittelwerts, wenn man von zwei fehlerhaften Konstruktionen absieht, die 11 bezw. 26,9 v. H. aufwiesen, und wenn man anderseits den Wert von 3,2 v. H. ausscheidet, der an der *Siedersleben*schen Schubradmaschine durch Halbschlusstellung des Auslaufschiebers gewonnen wurde. Ein genau zutreffender Vergleich der *Naumann*schen Maschine mit den von der D. L. G. geprüften ist nicht möglich, weil verschiedenartige Saaten verwendet wurden.

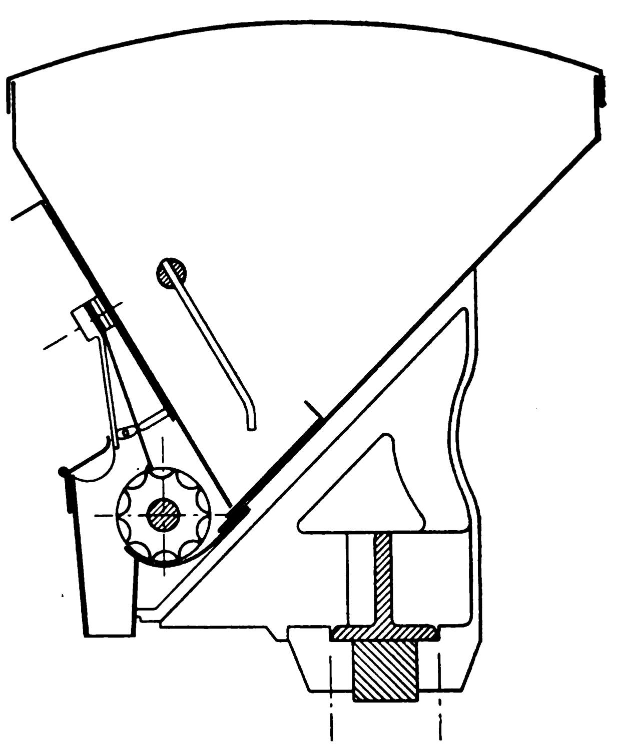


Fig. 4. Drillmaschine, Patent Naumann.

Neuerdings werden Maschinen gebaut, deren Säeorgane insofern eine äusserliche Aehnlichkeit mit den aus dem *Alban*schen Säerade entwickelten Mechanismus haben, als eine ausgekehlte Walze in dem Drehungssinn eines Schöpfrades umläuft. Aber der Inhalt der Zellen wird nicht durch einen Abstreicher abgeglichen, sondern der Gehäusedeckel steht wie das Gerinne der Schubradmaschine in einiger, meist einstellbarer Entfernung vom Radumfang. Hier ist also die Wirkung des Rades auf die Saat ganz ähnlich wie bei den Schubrädern, aber da die Körner nicht wie bei diesen durch die Schwerkraft in die Gerinne zu gleiten Neigung haben, so ist anzunehmen, dass der Einfluss der Geländeunebenheiten weniger stark zum Ausdruck kommt. Die beiden Maschinen, die nach diesem „Oberlaufsystem" gebaut im Jahre 1904 zur Prüfung kamen, befriedigten leider in ihrer Ausführung nicht ganz, so dass die etwas auffälligen Ergebnisse nicht als massgebend für die Eigenschaften guter Maschinen gelten können. Die Abweichungen betrugen nämlich

bei:	Hafer	Erbsen		Raps
für Maschine T	26,9 v.H.	a) 25 v.H.	b) 14,4 v.H.	4,9 v.H.
„ „ W	11,0 „	a) 11,7 „	b) 12,7 „	8,7 „

Die mit a) bezeichneten Werte für Erbsen sind bei der Drehprobe mit stillstehender Maschine, die mit b) bezeichneten bei der Fahrprobe auf dem Felde gefunden worden. Auffällig sind namentlich die hohen Werte bei Maschine T für Hafer und Erbsen bei der Drehprobe, sowie der krasse Unterschied in den Werten der beiden Erbsenproben. Hier müssen Fehler in der Maschine mitsprechen. Die anderen Werte sind beachtenswert niedrig, wenn sie auch, namentlich der für Hafer mit Maschine W nicht voll befriedigen. Immerhin kann bei gut ausgeführten Maschinen ein brauchbares Ergebnis erwartet werden.

Die zweite Feststellung bei der Prüfung 1904 betraf die Abweichungen in der Saatmenge der verschiedenen Reihen jeder Maschine. Wertvolle Ergebnisse nach dieser Richtung würden sich dadurch gewinnen lassen, dass man die Untersuchung einmal bei neuen Maschinen und dann wieder nach einiger Zeit ordnungsmässigen, möglichst sorgfältigen Gebrauchs vornimmt. Im neuen Zustande hängt die Gleichmässigkeit der Arbeit der einzelnen Säeräder von der Sorgfalt der Herstellung ab, ältere Maschinen aber werden eine um so ungleichmässigere Arbeit liefern, je empfindlicher der Mechanismus gegen die unvermeidliche Abnutzung ist.

Die Maschinen bei der Prüfung der D. L. G. waren neu. Die geringsten Abweichungen zwischen den Saatmengen der einzelnen Reihen ergaben sich bei gut ausgeführten Schubradmaschinen. Dass die Abweichungen bei den Maschinen mit Oberlauf grösser waren, liegt wahrscheinlich weniger am System, als an der Ausführung. Anders steht es mit den Löffelmaschinen, deren Herkunft von *Fr. Dehne* in Halberstadt für gute Ausführung bürgt. Trotz sorgfältiger Herstellung aber wird die Grösse des Löffelraums und die Stellung der Löffel niemals bei allen Saatreihen genau gleich ausfallen, wenn man nicht Arbeitsverfahren anwenden will wie das Ausfräsen der Löffel usw., die sich um so weniger bezahlt machen, als die genaue Stellung und Form der Löffel durch jeden Stoss und jede Klemmung, die im Betrieb unvermeidlich sind, hinfällig wird. Durch eine kleine Abweichung von der normalen Stellung der Löffel ändert sich die Wurfbahn, in welcher die Körner die Löffel verlassen und damit die Anzahl derjenigen Körner, die in den Saattrichter fallen. Man pflegt ferner die auf der Säewelle sitzenden Blechscheiben auf beiden Seiten mit Löffeln zu besetzen, und da bei grösseren Reihenweiten (z. B. bei Bohnen, Erbsen, Rüben) einzelne Saattrichter geschlossen werden, so arbeiten in diesem Falle an einigen Löffelscheiben beide Seiten, an anderen nur eine. Infolge dieser ungleichmässigen Saatgutentnahme ist die Füllung der Schöpfräume verschieden, und auch dadurch entstehen Abweichungen in der Aussaat der einzelnen Reihen. Ausserdem werden im Hang die Löffel, die an der abwärts gelegenen Scheibenseite sitzen, in einer höheren Saatschicht arbeiten, also mehr schöpfen, als die aufwärts gerichteten.

Bei den Schubrädern ist eine grössere Ungleichheit zwischen den einzelnen Reihen nach längerer Benutzung der Maschine um so mehr zu erwarten, je mehr der Abnutzung ausgesetzte Teile am Mechanismus vorhanden sind. Am zuverlässigsten sind daher solche Schubradmechanismen, bei denen nur diese Räder selbst umlaufen, während die Wandungen fest sind. Federnde Böden oder Deckel, die durch grobe Fremdkörper abgedrückt werden, sind wegen des möglichen Nachlassens der Federspannung bedenklich und müssen jedenfalls nachstellbar sein.

Aus dem gleichen Grunde sind die Schubradmaschinen, die statt der Wechselräder die Veränderung der Arbeitsbreite durch Verschiebung der Welle zur Regelung der Aussaatmenge verwenden, bezüglich der Gleichmässigkeit der Aussaat nicht zuverlässig, sobald einige Abnutzung eingetreten ist. In einem früheren Aufsatz in dieser Zeitschrift 1904, Bd. **319**, S. 65 habe ich hervorgehoben, dass die Instandhaltung dieser Maschinen grosse Sorgfalt erfordert, weil bei ihnen mehr Teile dem Verschleiss ausgesetzt sind, als an den Maschinen mit Wechselrädern. Versuche über die Ungleichmässigkeit in der Aussaat der einzelnen Reihen an gebrauchten Maschinen sind nicht unternommen worden, aber schon der Augenschein lehrt, dass die locker gewordenen Schubräder unmöglich gleichmässig säen können.

Die Abstreichfedern an den Säewalzen nach dem *Alban*schen System gehören ebenfalls zu den Teilen, die nach der Abnutzung die Saatmenge verändern. Bei dem schon erwähnten Versuch, der mit der Drillmaschine Patent *Naumann* angestellt worden ist, ergab sich, dass eine Verschiebung der Abstreichfeder um 0,5 mm nach oben die Saatmenge von 327 gr auf 353 gr, also um 8 v. H. veränderte. Es wird bei der Benutzung auf dem Acker nicht lange dauern, bis durch Abnutzung, Verschieben oder Verbiegen, oder endlich durch Nachlassen der Elastizität die einzelnen Abstreichfedern so verschieden geworden sind, dass Unterschiede in der Aussaatmenge von weit mehr als 8 v. H. zwischen den einzelnen Reihen auftreten. Dass die Befestigung der Feder am Gehäuse ihre Nachstellung ermöglicht, ändert daran wenig, weil das Nachstellen nur unter gleichzeitigem, sorgfältigem Abdrehen und Wägen der Saatmengen richtig ausgeführt werden kann, also von dem Landwirt meistens unterlassen wird, und weil es gegen Verbiegungen und gegen das Schlaffwerden der Feder unwirksam ist.

Von diesem Gesichtspunkt aus sind daher gut ausgeführte Schubräder, bei denen die Aussaatmenge durch Wechselräder verändert wird, zurzeit als die besten Säeorgane, die auch den notwendigerweise zu stellenden Anforderungen genügen, zu bezeichnen.

Die dritte Bedingung für die gleichmässige Verteilung der Saat besteht endlich darin, dass die Körner innerhalb derselben Reihe in möglichst gleichen Abständen voneinander liegen. Die Lage der Körner in der Reihe wird nun allerdings nicht allein durch die Arbeitsweise des Säerades bestimmt, denn nach dem Verlassen des Säemechanismus gleiten sie durch die Saatleitungen und werden dabei teilweise aufgehalten und aus der Fallbahn abgelenkt. Die Wirkung der Saatleitungen wird also jedenfalls die Körneraggregate, die gleichzeitig aus dem Saatauslauf herausfallen, auflösen und somit bis zu einem gewissen Grade die Fehler der ungleichmässigen Verteilung, der sogen. horstweisen Saat, aufheben. Es lässt sich auch vermuten, dass diese ausgleichende Wirkung bei den glatten, teleskopartig verschiebbaren Leitungsröhren geringer sein wird, als bei den Spiralröhren, die aus einem lose gewundenen Stahlblechstreifen hergestellt sind, und dass sie am besten von den Schütteltrichtern erreicht wird, die mit dünnen Ketten aneinander gehängt sind und eine ständige Rüttelbewegung ausführen.

Vereinzelt angestellte Versuche zeigen nun aber, dass durch die Saatleitungen die Fehler des Säerades niemals völlig ausgeglichen werden.

Wie schon erwähnt, liessen die bei der Prüfung der D. L. G. vorgenommenen Zählungen, bei denen auf Strecken von je 3 m die Zahl der auf jedes Zentimeter entfallenden keimenden Pflanzen festgestellt und die Ergebnisse graphisch dargestellt wurden, keine zwingenden Schlüsse auf die Wertunterschiede der Maschinen zu, weil die Körner in den Reihen so dicht beieinander lagen, dass

die kleinen Zufälligkeiten des Bodens, Steinchen und Erdklümpchen, einen beträchtlichen Einfluss ausübten. Nur das Eine war den Messungen mit Sicherheit zu entnehmen, dass die Löffelmaschinen gleichmässiger säen als die Schubradmaschinen.

Eine Reihe von Versuchen über diese Abweichungen innerhalb der einzelnen Reihen hat Geh. Regierungsrat Prof. Dr. *Gieseler* in Bonn angestellt und eine erste Mitteilung darüber in der „Deutschen Landw. Presse" (1904, No. 83) veröffentlicht. Er bestimmte die mittlere Entfernung der Körner voneinander (z. B. zu 6,27 mm) und die Anzahl der von dieser abweichenden Abstände auf 100 Körner, z. B. 73. Dann ermittelte er die Grössen der einzelnen falschen Abstände, zog hieraus das Mittel (1,95 mm) und fand den mittleren Fehler durch Subtraktion des mittleren falschen Abstandes vom mittleren normalen (6,27 — 1,95 = 4,32 mm oder 68,9 v. H. des gewollten Abstandes). Als „Fehlergrad" bezeichnet *Gieseler* nun das Produkt der auf 100 Körner entfallenden falschen Abstände und des prozentual berechneten mittleren Fehlers; im Beispiel also 73 . 68,9 = 5030. Ein Vergleich verschiedener Systeme ergab, wie mir Prof. *Gieseler* mitteilte, dass diejenigen Schubraddrillmaschinen, die mit verschiebbaren Schubrädern versehen sind, durchweg gleichmässiger arbeiten als die mit Wechselrädern.

Der Grund für diese Erscheinung liegt vermutlich in der verschiedenen Umfangsgeschwindigkeit der Säeorgane, die besonders deutlich wird, wenn zwei Maschinen mit Schubrädern der gleichen Fabrik verglichen werden, deren eine mit Schubrädern, die andere mit verschiebbarer Welle, bei sonst sehr ähnlicher Bauart, versehen sind. Um 124 kg Weizen auf den Hektar bei einem Abstand der Drillreihen von 182 mm auszusäen, müssen bei der Wechselradmaschine die Zahnräder 16 : 27 . 33 : 31 angewandt werden, so dass die Säewelle bei einer Fahrradumdrehung 0,608 Umdrehungen macht. Die Uebersetzungsverhältnisse bei der Maschine mit verschiebbarer Welle sind dagegen 16 : 28 . 35 : 19, entsprechend 1,05 Umdrehungen der Säewelle bei einer Fahrradumdrehung. Die Umdrehungszahlen der Säewellen verhalten sich wie 100 bei der ersten zu 173 bei der zweiten Maschine, und wenn die Anzahl der Rippen an beiden Schubrädern gleich ist, gehen bei der Wechselradmaschine nur 100 Rippen an der Gehäusekante vorbei auf der gleichen durchfahrenen Strecke, auf welcher es bei der anderen 173 sind. Man kann nun beobachten, dass jedesmal, wenn eine Rippe sich der Ueberfallkante nähert, eine Körnerschar herausgeschoben wird, während nach ihrem Vorübergang an der Kante der Körnerstrom nachlässt. In je kleineren Abständen also die Rippen aufeinander folgen, um so gleichmässiger muss die Aussaat werden.

Aehnlich günstig wie bei den Schubradmaschinen mit verschiebbarer Welle (und deshalb bei Getreide kleiner Arbeitsbreite des Schubrades) liegen die Verhältnisse bei den Löffelmaschinen, weil durch jeden Löffel nur wenige Körner herausgebracht werden und daher die Löffel in kurzen Abständen aufeinander folgen.

Bekannt ist bei Schubradmaschinen das Mittel, den Mantel des Schubrades mit Nasen zu besetzen, die nur über die Hälfte oder den dritten Teil der Schubradbreite reichen und gegeneinander versetzt sind, oder bei ausgekehlten Mantelflächen die Zellen in der Mittelebene des Schubrades zu teilen und ebenfalls um die halbe Zellenbreite zu versetzen. In beiden Fällen vergrössert man die Anzahl der Zellen, die bei einer bestimmten Fahrstrecke an der Ueberfallkante sich entleeren. Mit dieser Vermehrung der Zellenzahl und der damit verbundenen Verkleinerung ihres Raumes vergrössert man aber anderseits die Gefahr, die Körner zu quetschen.

Die Aufgabe, einen Säemechanismus zu entwerfen, der die Körner ohne Verletzung so verteilt, dass jede Pflanze den gleichen Standraum erhält, dass also der Ackerboden möglichst gut ausgenutzt wird, ist noch lange nicht gelöst. Es sind, wie aus dem hier Mitgeteilten hervorgeht, noch nicht einmal die gebräuchlichen Säeorgane auf ihre massgebenden Eigenschaften hin untersucht worden. In vorliegender Arbeit konnten deshalb nur auf Grund der vereinzelten bekannt gewordenen Versuchsergebnisse Hypothesen aufgestellt werden, die eingehender Nachprüfung bedürfen. Im maschinentechnischen Laboratorium der Landwirtschaftlichen Hochschule Berlin hat Verf. diese Versuche begonnen, und in einem späteren Aufsatz werden die Ergebnisse mitgeteilt werden.

Nordamerikanische Eisenbauwerkstätten.

Von Dr.-Ing. **H. Reissner**, Berlin.

(Fortsetzung von S. 649 d. Bd.)

Werkstättenausstattung.

Bevor an die Beschreibung der einzelnen Werke gegangen wird, sollen noch einige Gesichtspunkte für die Beurteilung der zu einem Werke gehörigen Abteilungen und Maschinen gegeben werden, wobei wir der Erzeugung der Konstruktion folgen wollen. Die zur fertigen Konstruktion führende Arbeit kann etwa in die folgenden Einzeloperationen, nach denen auch die Nachkalkulation der Werke meistens erfolgt, aufgelöst werden: [14])

1. Abladen,
2. Einfahren,
3. Schablonen,
4. Richten,
5. Kanten richten,
6. Schneiden,
7. Ankörnen,
8. Lochen,
9. Klinken,
10. Fräsen,
11. Zulegen (Träger und Anschlusswinkel),
12. Biegen,
13. Nieten von Hand,
14. Bohren im Vollen,
15. Nachbohren,
16. Maschinen-Nietung,
17. Meisseln,
18. Zulegen und Nachbohren,
19. Werkstattbewegung,
20. Ausbohren von Bolzenlöchern,
21. Ausglühen,
22. Stauchen und Schmieden,
23. Drehen,
24. Hobeln,
25. Werkzeugmaschinenarbeit,
26. Schleifen,
27. Ausfahren,
28. Nachsehen (Inspizieren),

[14]) *Merriman & Jacoby, Roofs & Bridges.* Vol. III, S. 85.



29. Streichen,
30. Aufladen.

Das Material vom Walzwerk muss auf dem Lagerplatz teils nach Profilgrössen, teils nach der Zugehörigkeit zu Lieferungen, in solcher Ordnung aufgestellt werden, dass ein Herausnehmen einzelner Profile ohne Schwierigkeiten vor sich geht. Die Grösse dieses Lagerplatzes soll ungefähr für die doppelte Monatsleistung des Werkes genügen, da die Walzwerke etwa zwei Monate Lieferfrist verlangen.

Die Bedienung des Lagers kann durch verschiedene Kransysteme erfolgen. Man findet Lokomotivkräne, Drehkräne mit schwingender Strebe (*Derrick*-Kräne) und bei neueren Anlagen hauptsächlich weitgespannte Portalkräne und Laufkräne auf Säulenreihen. Die Geschwindigkeiten und Abmessungen werden bei den Einzelbeschreibungen gegeben werden.

Die Lagerplätze sind bei den meisten Werken nicht eingedeckt, obgleich die geschützte Lagerung des Walzeisens Arbeit in der Werkstatt spart. Allerdings haben einige grössere Werke neuerdings den Lagerplatz teilweise überdeckt wie die *Pencoyd Iron Works* und die *Pennsylvania Steel Co.*, um in bezug auf Lagerdauer keine Rücksichten üben zu müssen, um Reinigungskosten zu sparen und um eine Heizung des Platzes in der Nähe der Maschinen aus Rücksicht auf die Arbeiter zu ermöglichen.

An Maschinen findet man auf dem Lagerplatz die grösseren Blech- und Profilscheeren und die Richtemaschinen, mit Hilfe deren die Vorbereitung des Materials im Groben erfolgt.

Zum Richten von Blechen dient die Richtwalze, die gewöhnlich aus sechs bis sieben Einzelwalzen besteht (drei oben und drei oder vier unten), die in ihrem Abstand gegeneinander für verschiedene Blechstärken verstellbar sind und auch auf einer Seite enger als auf der anderen gestellt werden können, um Kanten auszurichten oder ein Blech in seiner Ebene zu biegen (s. Fig. 14).

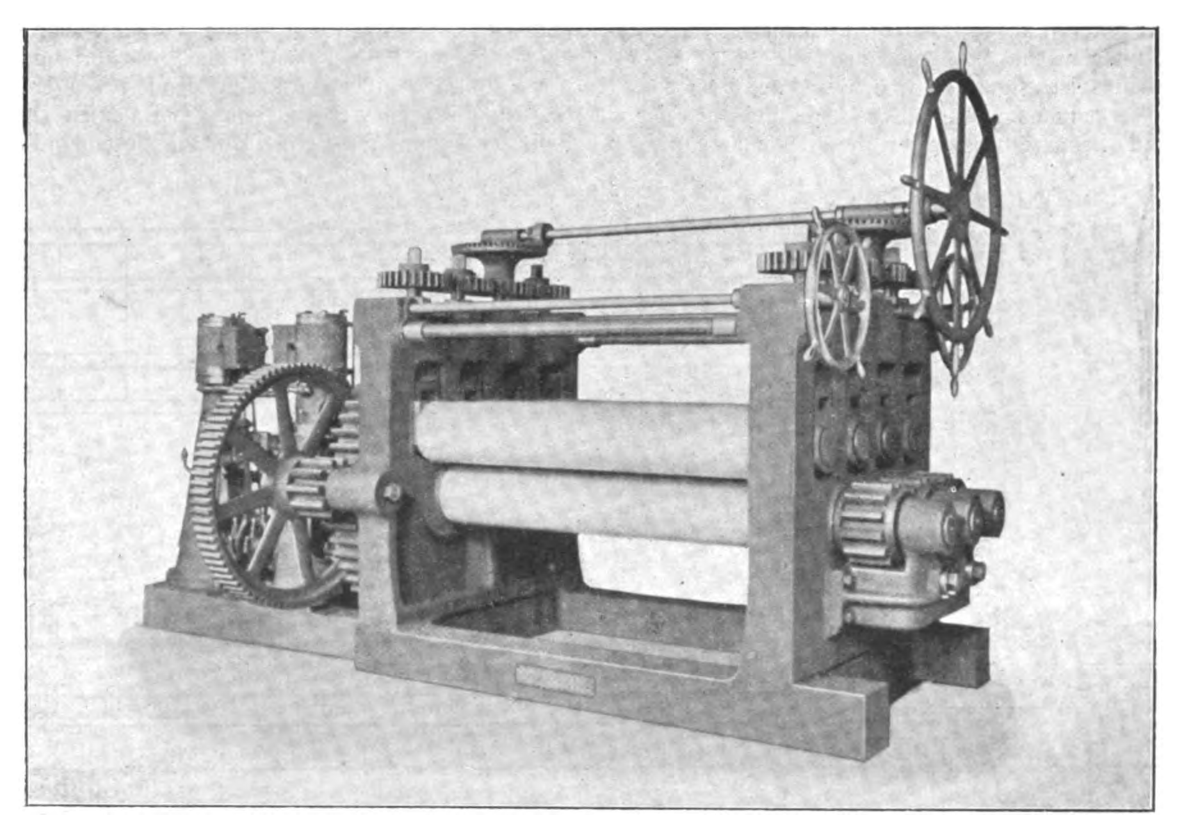


Fig. 14. Blechrichtmaschine von Bement, Miles & Co. für Bleche bis 1800 × 20 mm, Walzendurchmesser 300 mm.

Auch für Winkel hat man entsprechende geriefte Walzen. Jedoch erübrigt sich wohl eine genauere Beschreibung der verschiedenen Typen von Walzenricht-, Spann- und Biegemaschinen für Bleche und Winkel, da dieselben im wesentlichen den in Deutschland üblichen gleichen.

Für Richten und Biegen von Profilen sind Stempelmaschinen in Gebrauch, die entweder durch Schrauben oder Wasserdruck getrieben werden und Träger und Winkel in aufeinander folgenden Punkten durch einen Stempel gegen zwei Auflagerstücke pressen. Eine dieser Maschinen, die auch zum Richten von Augenstäben in ihrer Ebene dienen, wird die spätere Beschreibung der Augenstababteilung des *Ambridge Werkes* zeigen.

Die Transportmittel in der Werkstatt richten sich nach dem Charakter der Arbeit und der Methode des Arbeitsganges, die in folgendem zunächst besprochen werden möge.

Die Eisenkonstruktionsarbeiten teilt man in die folgenden Klassen ein:

Bauträgerarbeit,
Hochbauten und leichte Strassenbrücken,
Schwere Strassenbrücken und Eisenbahnbrücken,
Augenstäbe,
Blecharbeit (Kessel, eiserne Schornsteine, Blechbehälter usw.),
Ausbauarbeiten (Geländer, Treppen, Aufzugeingänge usw.

Von den Werkstätten der letzten beiden Arbeitsklassen soll hier nicht gesprochen werden, da sie einen weniger planmässigen Arbeitsgang, und in Ausstattung und Anordnung fast garnichts mit den anderen gemeinsam haben.

Die Eisenkonstruktionswerkstätten haben auch niemals Abteilungen für inneren Ausbau oder Blecharbeit, sondern überlassen diese den Spezialfabriken, von denen für Blecharbeit wohl die bekanntesten das *Riter & Con-*

ley Werk in Leetsdale bei Pittsburg und dasjenige von *Bartlett* & *Heybert* in Baltimore, für inneren Ausbau *Chester E. Albree* in Pittsburg und die *Hecla Iron Works* in New-York sind.

Es möge hier nur angedeutet werden, dass in den Blechbehälter- und Schornsteinfabriken das Aufzeichnen und Ankörnen ohne Schablonen auf dem Eisen erfolgt, dass von Reihenstanzen ausgedehnter Gebrauch gemacht wird und, dass die überall eingeführte Maschinennietung die merkwürdigsten Maulformen mit sehr grossen Maultiefen in allen möglichen Stellungen benutzt, um die bei der Behälter- und Schornsteinarbeit auftretenden Schwierigkeiten des Nietens unter Vermeidung von Hand oder pneumatischer Hammernietung zu überwinden.

Im Ausbaufach wird von Eisenguss ausgedehnte Anwendung gemacht. Sehr verbreitet sind gusseiserne Treppenwangen mit angegossenen Stufenansätzen und Reliefs. Die galvanische Verkupferung aller Teile des inneren Ausbaues ist allgemein üblich und wird auch von denselben Werken ausgeführt, ebenso wie die sehr reichen Kupfer- und Bronzearbeiten für die Bekleidungen von grossen Fenstern, Türen und Aufzugeingängen übernommen werden. Bei dem Einbau dieser Treppen, Aufzugtüren usw. wird übrigens notgedrungen von dem Prinzip, alle Verbindungen im Zeichenbureau und in der Werkstatt anzugeben und herzustellen, abgegangen, und die Anschlusslöcher werden erst bei der Montage gebohrt.

Hier sollen jedoch weiterhin nur die vier zuerst genannten Arbeitsklassen betrachtet werden.

Die einfachste Arbeit besteht in dem Zurichten der Trägerprofile für Hochbauten, ein Geschäft, das infolge der grossen Menge von hohen Geschäfts- und Bureaugebäuden einen sehr grossen Umfang einnimmt.

Die meisten Walzwerke haben Abteilungen für diese Arbeit angegliedert, um direkt für Bauten zu liefern. Die Preistabelle für derartige Arbeiten ist schon auf S. 611 mitgeteilt worden.

Die maschinelle Ausstattung besteht in leichten Laufkränen, in Scheeren, Steg- und Flanschlochstanzen und leichten Nietmaschinen, sowie einigen Maschinen für die Herrichtung der Anschlusswinkel.

Die gezahnte Kaltsäge wird ihrer Langsamkeit wegen fast gar nicht angewandt, öfter schon sieht man die stumpfe schnellaufende Kreissäge, die aus einer am Rande etwas gekerbten Stahlscheibe von 100—150 cm Durchmesser und 6—9 mm Dicke besteht und eine Tourenzahl von etwa 2000 in der Minute, erzeugt durch Motoren bis 150 PS, besitzt. Die Trägerabteilung der *Illinois Steel Works* und der *Carnegie Steel Co.* besitzen z. B. solche Sägen, die die grössten Profile in weniger als einer Minute durchfressen, die Fasern wenig beschädigen und einen ganz guten Schnitt liefern, aber ein furchtbares Gekreisch und Funkenregen verursachen.

Fig. 15 zeigt eine solche Reibungskaltsäge aus dem Baueisenlagerhaus von *Joseph T. Ryerson* & *Son*, Chicago, [15]) die der in den *Illinois Steel Works* aufgestellten sehr ähnlich ist. Säge mit Motor und Riemenantrieb sitzen auf einem Rahmengestell, das gegen den festen Fundamentrahmen in Führungsnuten durch einen Luftdruckzylinder gegen das zu schneidende Werkstück, welches auf querstehenden Rollentisch zuläuft, vorgeschoben wird. Der obere Rahmen ist gegen Abheben gesichert und die Säge tritt von oben in den zu schneidenden Träger ein. Das Sägeblatt hat eine Stärke von 9 mm, einen Durchmesser von 1320 mm und eine Umfangsgeschwindigkeit von 137 m in der Sekunde entsprechend einer Tourenzahl von 1988, die durch einen 100 pferdigen Wechselstrommotor von 220 Volt und 580 Touren erzeugt wird. Die Leistungsfähigkeit dieser Säge ist zu beurteilen aus der Angabe, dass ein I-Träger von 38 cm Höhe und 62,5 kg f. 1 m Gewicht in neun Sekunden und ein I-Träger von 61 cm Höhe und 148,8 kg f. 1 m in sechzehn Sekunden geschnitten würde.

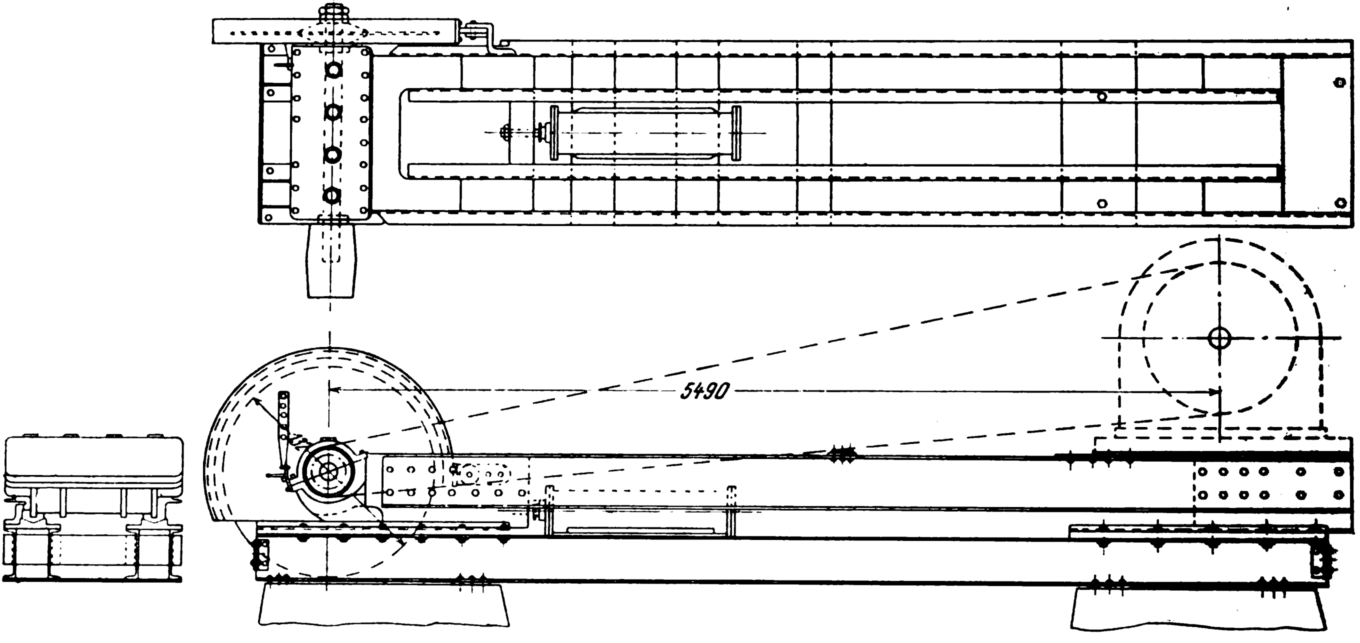


Fig. 15. Reibungskaltsäge.

In kleineren Werkstätten findet man auch die bekannten *John*schen Patentscheeren deutscher Herkunft für diesen Zweck, die mit Hilfe eines kurzen Messers die beiden Hälften eines Trägers in zwei Operationen und mehreren periodischen, durch einen Schwinghebel verursachten Stanzbewegungen abtrennen. Ihr Vorteil besteht in den geringen Anschaffungskosten und dem kleinen Kraftbedarf.

Am vollkommensten und schnellsten arbeiten die Turmscheeren mit auswechselbaren Messern und Matrizen, die den verschiedenen Profilen angepasst sind. Bei der besten Ausführung sitzen die Matrizen auf einer drehbaren Trommel und die Messer sind in einem Querstück

[15]) Iron Age 1905, S. 346.

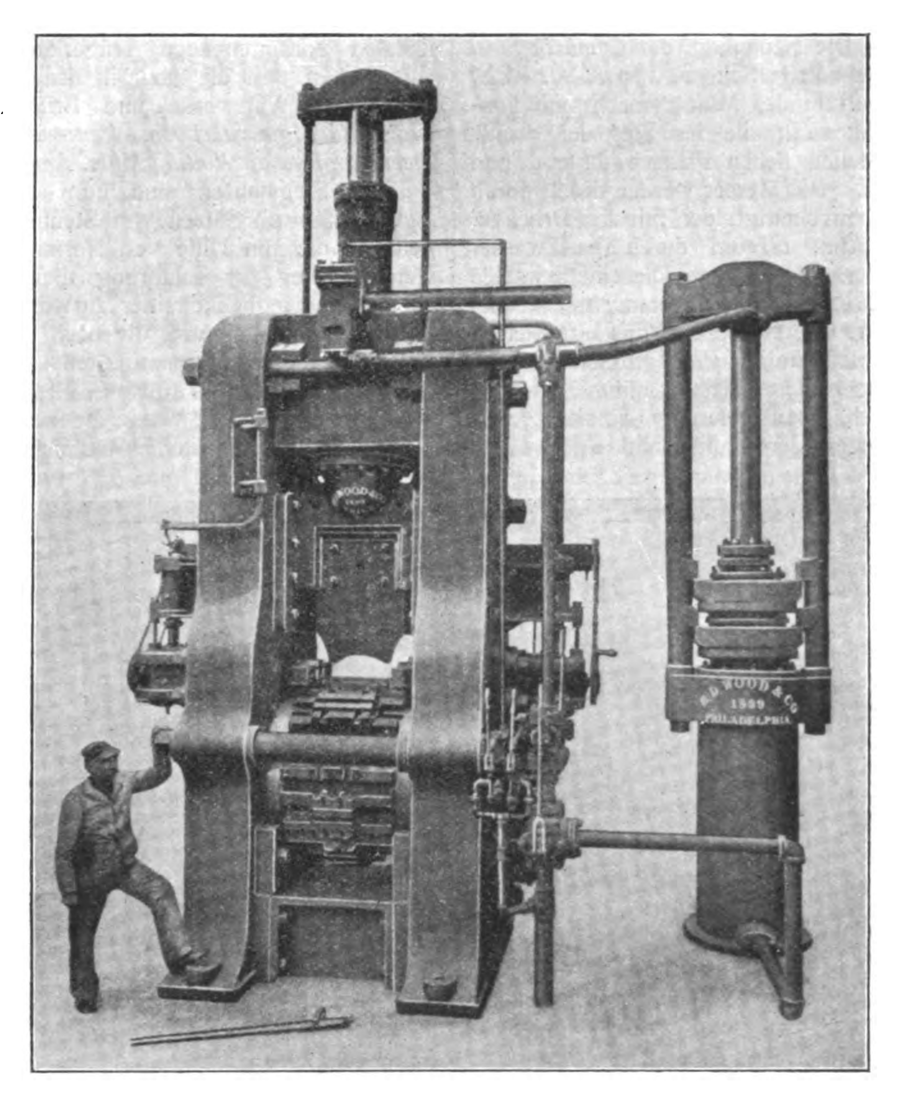


Fig 16. Hydraulische Universal-Trägerscheere von R. D. Wood & Co., Philadelphia.

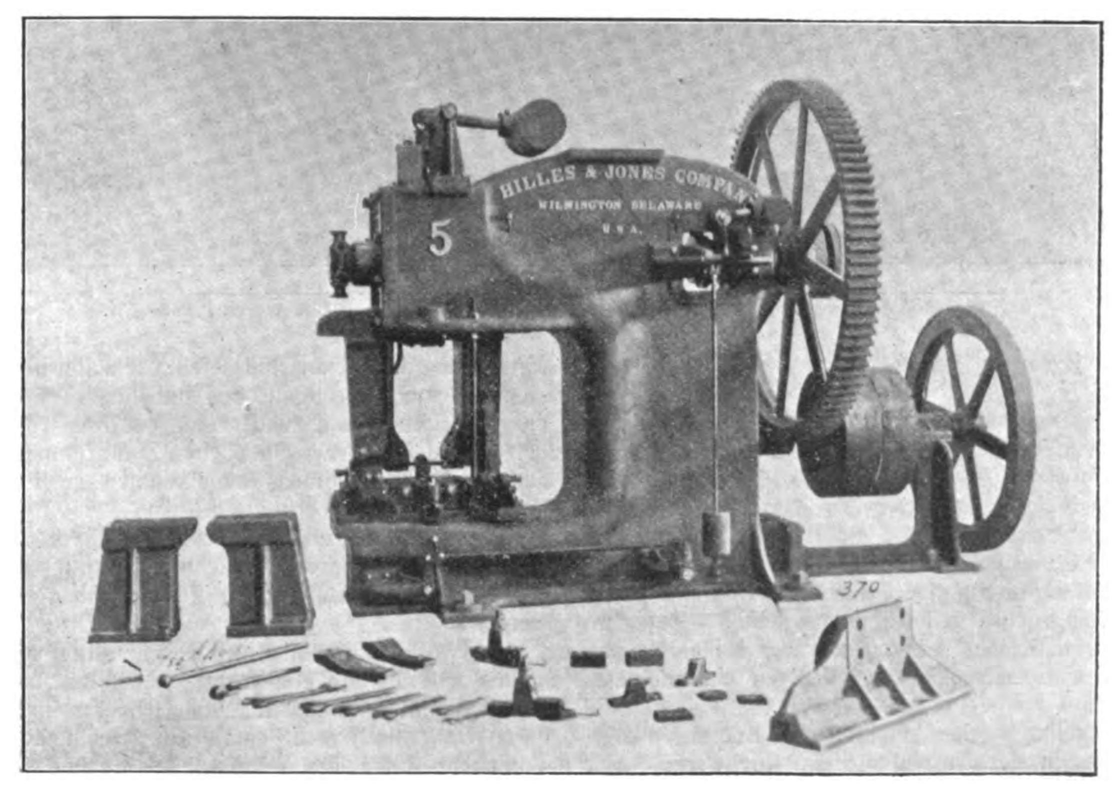


Fig. 17. Lochwerk als Klinkmaschine für Trägerflansche eingerichtet.

so befestigt, dass ihre Auswechslung möglichst wenig Zeitverlust verursacht. Die Neuanlage der *Cambria Steel Works* z. B. besitzt eine solche Scheere von *R. D. Wood & Co.*, die einen Schnitt in der Minute macht mit konkav geformten Schneidmessern, die den Steg des Profils gleichzeitig an zwei Stellen neben Flansch fassend und vorschreitend schneiden. Die Messer werden direkt durch senkrechten Plungerkolben betätigt, der mit drei Drucken, nämlich 63, 95, 126 Atm. erzeugt durch Druckwasser von 32 Atm. und Druckerhöher arbeitet. Dieselbe Schneide kann für verschiedene Profilgrössen gebraucht werden. Es sind zwei verschiedene Querstücke eines für I- und eines für C-Eisen vorhanden und für alle Profilgrössen von 7,5—60 cm sind fünf verschiedene Messer nötig. Die Bedienung geschieht durch einen gelernten Arbeiter, zwei Hilfsarbeiter zum Einlegen der Profile und einen Hilfsarbeiter zum Bedienen des Zuführungswalzentisches (s. Fig. 16).

Von Scheeren sind dann noch die Maschinen zum Ausklinken der Trägerflansche zwecks Einpassens in andere Träger notwendig. Dieselben sind gewöhnlich mit zwei Klinkstempeln ausgestattet, so dass Trägerflansche auf allen vier Seiten an irgend einer Stelle des Trägers in der Längsrichtung geklinkt werden können ohne Herumschwenken desselben um eine Querachse, während ja das Drehen um Längsachse keine Schwierigkeiten verursacht, da das Profil in Ketten hängt, die über Rollen laufen. Auf Fig. 17 sieht man ein zum Klinken eingerichtetes Lochwerk.

Die Durchbildung der Abteilung für Bauträger zeigt dich besonders in der Ausbildung der Lochwerke. Für sie Anschlüsse verschiedener Profile aneinander sind Normalien für die Anzahl und Stellung der Nieten und die Grösse der Anschlusswinkel vorhanden, die den gefährlichsten vorkommenden Trägerlängen und Belastungen entsprechen und die man in den Handbüchern der verschiedenen Walzwerke und Brückenwerkstätten finden kann (*Carnegie Steel Co.*, *Pencoyd Iron Works*, *Cambria Steel Co.*, *Passaic Rolling Mills*, *American Bridge Co.* u. a.).

Die Stegstanzen sind nun als Vielfachstanzen mit mehreren (drei) Sätzen von Stempeln und Matrizen ausgeführt, die mit Hilfe von Normalschablonen eingestellt werden. Der zur Zuführung dienende Walzentisch besitzt Querbeweglichkeit, der zur Abführung dienende Vorschubbegrenzungsklötze, die nach der Teilung der Mittellinien der Anschlüsse eingestellt werden. Beim Durchschieben legt sich dann das Profilende gegen diese Grenzstücke und auf diese Weise ist Schablonenarbeit oder Ankörnen ganz vermieden. Man sieht jedoch auch öfter die Mittellinien der Nietanschlüsse angezeichnet und die Grenzstücke des Zuführungstisches unbenutzt. Fig. 18 führt die Vielfachträgerstanze der *Pencoyd Iron Works* vor, auf der man den querverschieblichen Zuführungstisch und die ausserhalb des Rahmens angebrachten zwei Stempel für Flanschlochung bemerkt (s. Fig. 17).

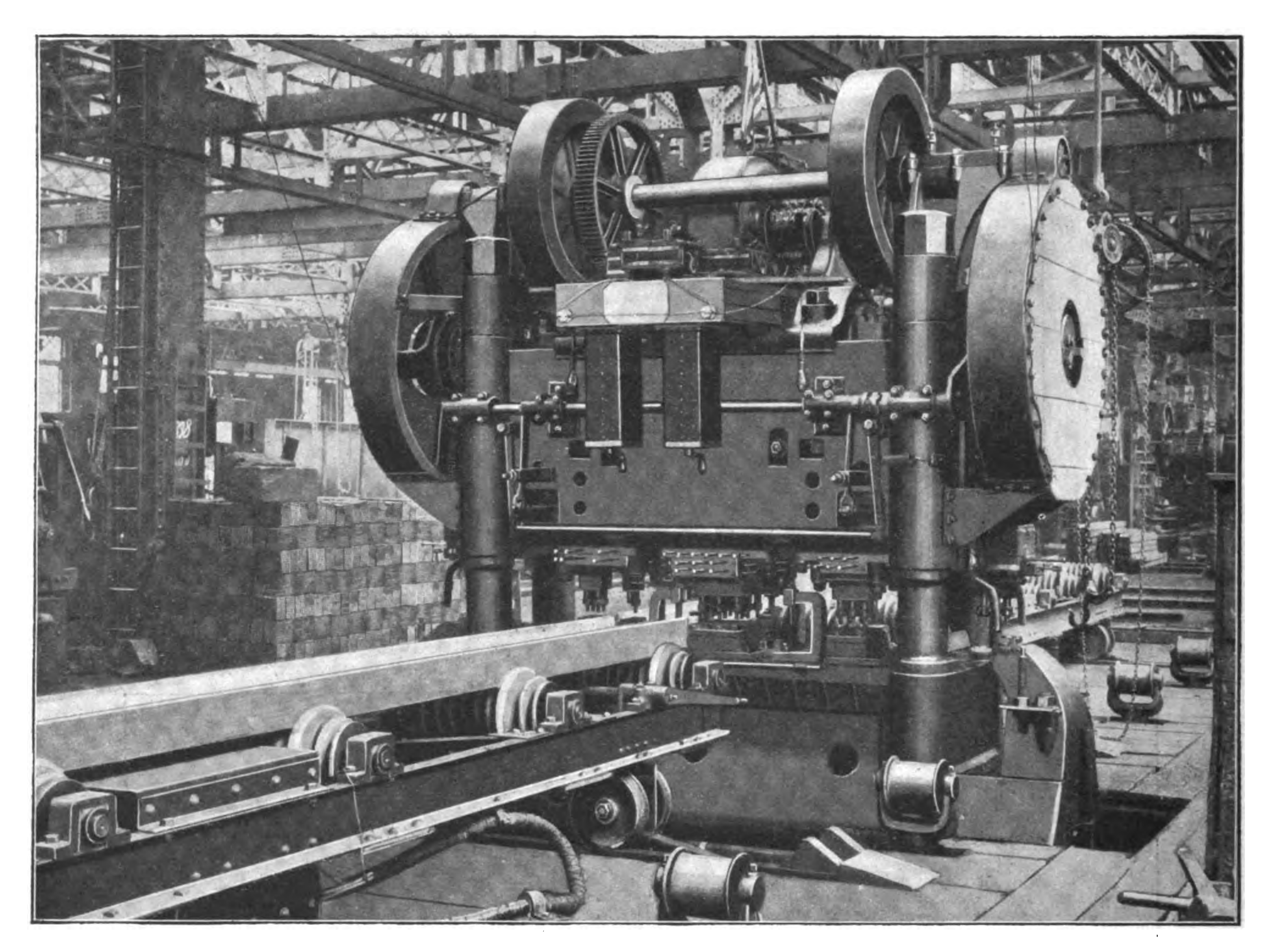


Fig. 18. Vielfachlochwerk für Normalanschlüsse von Bauträgern der Pencoyd Iron Works, Philadelphia.

Für die Nietung benutzt man hydraulische oder pneumatische Nietpressen leichter Art (mit 30 t Stempeldruck), wie sie nachher im Zusammenhang beschrieben werden.

Die Anschlusswinkel sind, wie schon gesagt, Normalien und werden auf Vorrat geschnitten und gestanzt. Das Schneiden erfolgt in Winkelscheeren mit Zuführung durch Rollentisch nicht durch Anzeichnen, sondern durch Vorschubbegrenzung, während das Lochen in denselben Vielfachstanzen geschieht, wie sie für die Stege der Träger dienen. (Fortsetzung folgt.)

Die Kraftmaschinen und Dampfkessel auf der Weltausstellung in Lüttich 1905.

Von **Fr. Freytag**, Chemnitz.

(Fortsetzung von S. 655 d. Bd.)

5. Machinefabriek „Breda“ (vordem Backer & Rueb) in Breda (Holland).

Die in ihren Einzelteilen äusserst kräftig gehaltene, für elektrische Licht- oder Kraftzwecke, oder aber für Webereien, Spinnereien und dergleichen bestimmte und deshalb mit einem besonders schweren Schwungrad von 3000 mm Durchmesser und 450 mm Breite, sowie mit einem sehr empfindlichen Federregulator, System *Hartung*, ausgerüstete liegende Verbunddampfmaschine mit Kondensation von 340 bezw. 550 mm Zylinderdurchmesser und 560 mm Hub ist in Fig. 22 in den äusseren Ansichten dargestellt; ihre Umdrehungszahl beträgt auf der Ausstellung etwa 100 in der Minute, doch kann sie auf etwa 140 in der Minute gebracht werden.

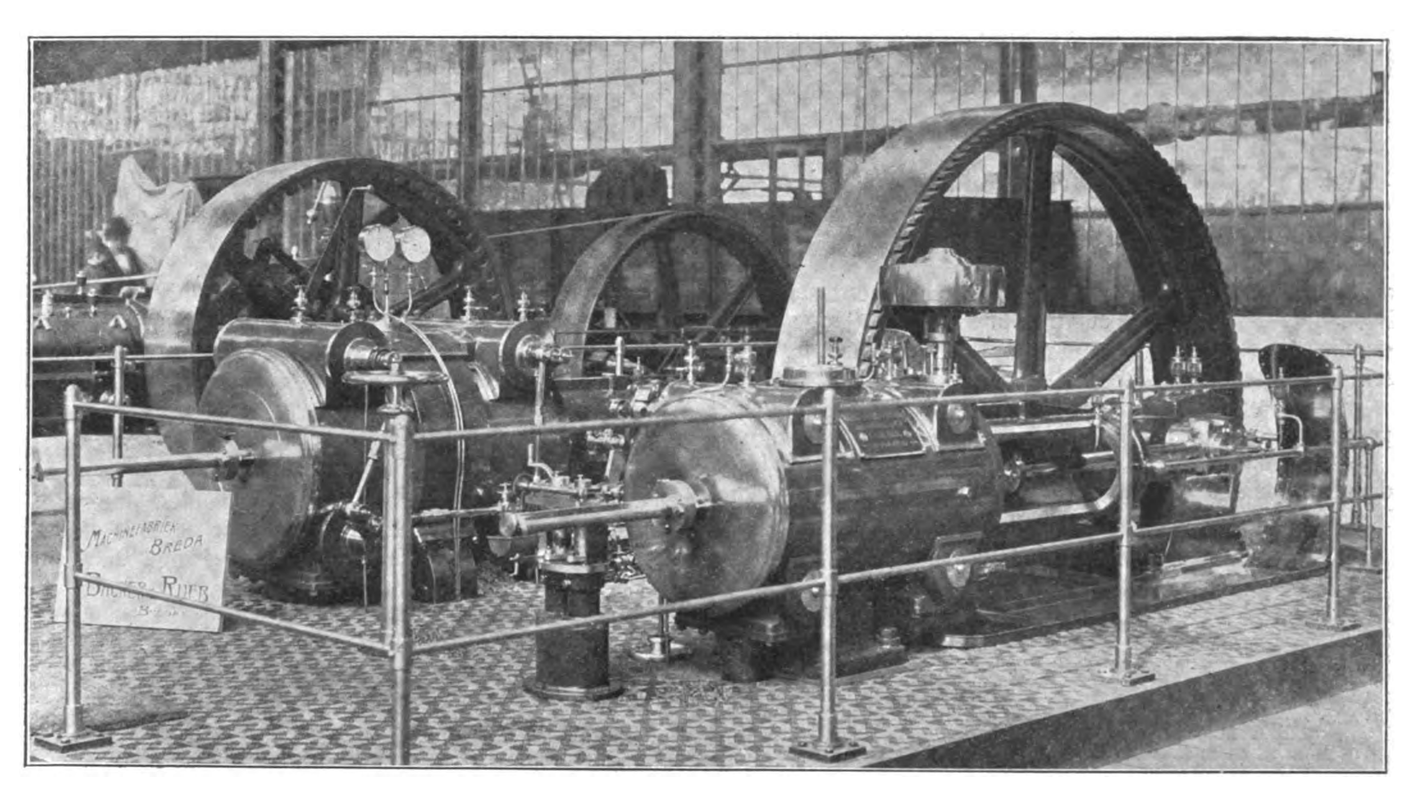


Fig. 22. Verbundmaschine der Maschinenfabrik Breda.

Zur Dampfverteilung beider Zylinder dienen Rundschieber, System *Corliss*, die behufs Erlangung kleiner schädlicher Räume den Mitten der Zylinder soweit genähert sind, dass der zylindrische Teil der Auslassschieber in das Innere derselben hineintritt.

Die Einlasschieber des Hochdruckzylinders werden unter Mitwirkung des Regulators von einer genau und geräuschlos arbeitenden auslösenden Steuerung betätigt, deren kräftig gehaltene Einzelteile genügend breite Auflagerflächen besitzen. Alle der Abnutzung unterworfenen Steuerungsteile sind gehärtet und leicht auswechselbar angeordnet. Die Steuerung besteht aus einer durch ein Exzenter mittels Stange *a* (Fig. 23), Zwischenhebel *b* und Stange *d* angetriebenen dreiarmigen Schwinge *f*, die durch kurze Lenkstangen mit je einem Schwinghebel *m* verbunden ist, der noch eine Klinke *k* trägt; letztere — aktiver Mitnehmer — wirkt auf das Druckstück eines auf der Schieberspindel befestigten Hebels — passiver Mitnehmer — und indem sie hierbei mit einem vom Regulator eingestellten Anschlag zusammentrifft, erfolgt das Auslösen der Klinke und damit der schnelle Schluss des Schiebers unter Wirkung eines stellbaren Luftpuffers je nach Lage des Regulatorstellhebels — früher oder später.

Die Auslasschieber des *Hochdruckzylinders* werden, um einen hohen Kompressionsgrad und dennoch eine frühzeitige Ausströmung des in diesem Zylinder wirksam gewesenen Dampfes zu erzielen, von einem besonderen Exzenter der Schwungradwelle aus bewegt.

Die Schieberdiagramme (Fig. 24) zeigen diese Wirkungsweise der Steuerung.

Die Dampfverteilung des *Niederdruckzylinders* bezw. die Kompression und Expansion des Dampfes in diesem lässt sich von Hand derart regeln, dass beim Ueberströmen des Dampfes vom Hochdruck- in den Niederdruckzylinder keine Spannungsabfälle eintreten. Das Oeffnen der Einströmkanäle und das Abschneiden des Dampfes erfolgt plötzlich, wie dies die Schieberdiagramme (Fig. 25) genügend erkennen lassen.

Zylinder, Zylinderdeckel wie auch der Zwischenbehälter sind von Dampfmänteln umgeben.

Die Stangen der Arbeitskolben, System *Ramsbottom*, mit nachstellbaren Liderungsringen sind aus Stahl gefertigt und durch Metallpackungen abgedichtet.

Der kräftige *Corliss*-Rahmen jeder Maschinenseite ist mit dem Hauptlager und der kreisförmigen, auf der Aussen-

seite offenen Kreuzkopfführung aus einem Stück gegossen; er ist mit dem vorderen Flansch des Zylinders derart verschraubt, dass die Mitten beider Teile eine fortlaufende gerade Linie bilden. Die aus Bronze gefertigten, mit Weissmetall ausgefütterten Schalen der Hauptlager sind durch Keile stellbar gemacht. Die schmiedeisernen Schubstangen mit inmitten verstärktem Schaft haben ebenfalls

Fig. 23. Steuerung zur Verbundmaschine der Maschinenfabrik Breda.

mit Weissmetall ausgefütterte, nachstellbare Bronzeschalen. Besondere Sorgfalt ist auf die überall selbsttätige und regelbar angeordnete Schmierung aller Einzelteile der Maschine verwendet.

Die Dampfzylinder werden durch *Mollerupp*-Pumpen geschmiert.

Die von der verlängerten Kolbenstange des Niederdruckzylinders aus unmittelbar betriebene doppeltwirkende Luftpumpe hat 150 mm Durchmesser.

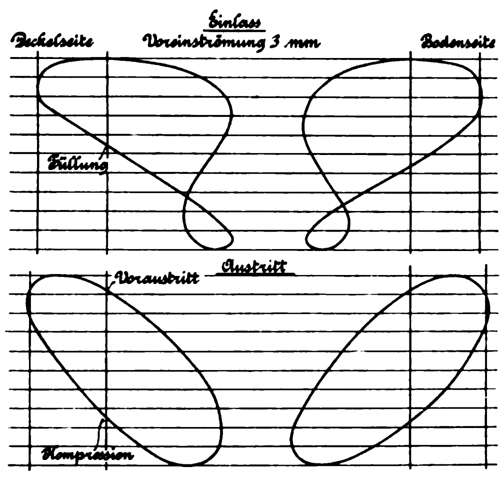


Fig. 24. Schieberdiagramm des Hochdruckzylinders der Verbundmaschine der Maschinenfabrik Breda.

6. Die *Société anonyme des ateliers du Thiriau* in *La Croyère* (Belgien) hat zwei liegende Dampfmaschinen mit Hahnsteuerung, System *A. Pirson*, zur Ausstellung gebracht — eine Verbundtandemmaschine mit Kondensation von 425 bezw. 690 mm Zylinderdurchmesser und 800 mm Hub, die mit 125 minutlichen Umdrehungen — entsprechend einer mittleren Kolbengeschwindigkeit von 3,330 m/Sek. —, einer anfänglichen Dampfspannung von 10 Atm. und mit etwa 15 facher Gesamtexpansion des ursprünglichen Dampfvolumens eine Leistung von 330 PS_i entwickelt, sowie eine ohne Kondensation arbeitende Einzylindermaschine von 325 mm Zylinderdurchmesser und 500 mm Hub, die mit 125 minutlichen Umdrehungen — entsprechend einer mittleren Kolbengeschwindigkeit von 2,085 m/Sek. und ebenfalls 10 Atm. anfänglicher Dampfspannung bei etwa 0,125 Füllung 66 PS_i leistet. Die Tandemverbundmaschine ist mit einer Gleichstromdynamo der *Société anonyme A. E. G. Union Electrique* in Brüssel unmittelbar gekuppelt, während die andere Maschine eine Gleichstromdynamo der *Société anonyme des ateliers de constructions Electriques* in *Charleroi* mittels Riemen antreibt. Das Bett, die Zylinder und die zwischenliegende Laterne bezw. die betreffenden Flanschen dieser Teile greifen bei der Tandemmaschine so ineinander, dass ihre geometrischen Achsen eine fortlaufende gerade Linie bilden. Das Bett ruht in seiner ganzen Länge auf dem

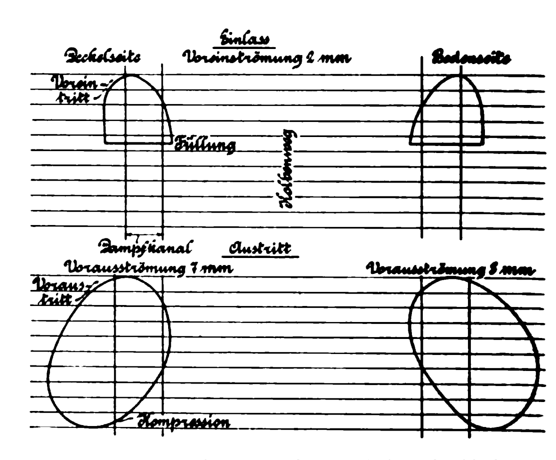


Fig. 25. Schieberdiagramm des Niederdruckzylinders der Verbundmaschine der Maschinenfabrik Breda.

gemauerten Fundament auf, während die breiten kastenförmigen Grundplatten der Maschine mit den Füssen der Zylinder derart verbunden sind, dass letztere sich bei eintretenden Erwärmungen der letzteren frei ausdehnen können.

Die zwischen den beiden Zylindern angeordnete Laterne ist zweiteilig ausgeführt und gestattet damit die Entfernung der inneren Zylinderdeckel wie auch eine Untersuchung der Kolben in gleicher Weise, wie es bei der Einzylindermaschine ohne weiteres möglich ist. Die Schmie-

rung der Zylinder und Schieber erfolgt durch eine von der Maschine betriebene doppeltwirkende Oelpumpe; die Hauptlager sind mit Ringschmierung versehen; alle anderen Teile der Maschine tragen Schmiergefässe mit sichtbarer Tropfenbildung, die auch während des Ganges zugänglich und einstellbar sind.

Der Steuerungsmechanismus für die mit Trickkanal versehenen *Einlasschieber* besteht aus einem auf jeder Schieberbüchse sitzenden Schwinghebel, der von einem Exzenter aus bewegt wird; derselbe trägt, wie an einer von der Firma gebauten Verbundmaschine (Fig. 26) erkennbar, eine Klinke, die bei ihrer Bewegung einen auf der Schieberspindel befestigten Hebel so lange mitnimmt, bis ihre rückwärtige Verlängerung gegen einen vom Regulator eingestellten Daumen stösst, worauf die Auslösung und unter Wirkung eines vereinigten Oel- und Luftpuffers der schnelle Schieberschluss erfolgt. Es lassen sich mittels der Steuerung Füllungen von Null bis 70 v. H. des Kolbenhubes erreichen.

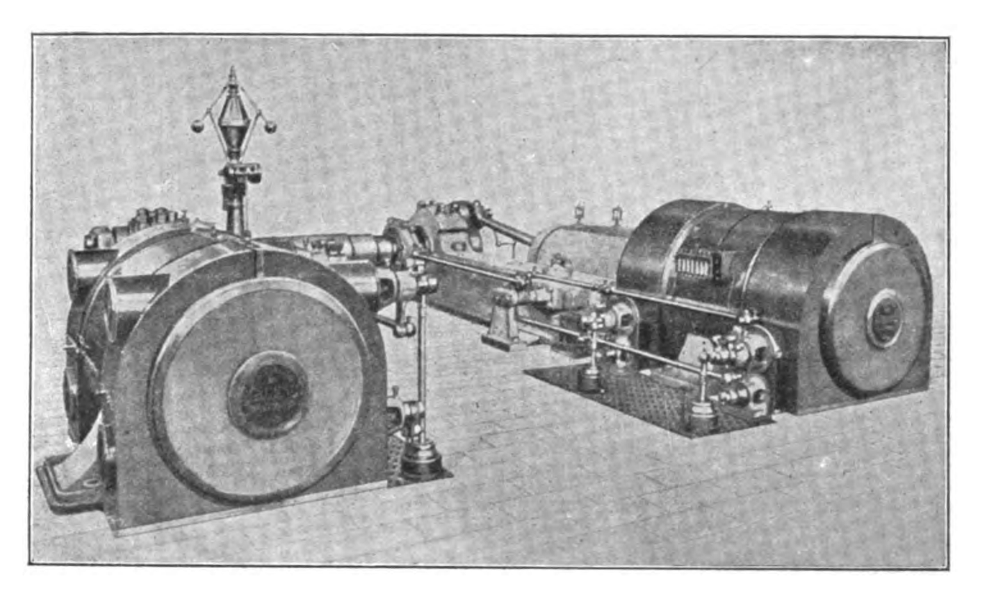


Fig. 26. Verbundmaschine der Société anonyme des ateliers du Thirian.

Ein zweiter, seitlich von dem ersteren angeordneter Daumen dient dazu, jede Dampfeinströmung in den Zylinder zu verhindern, falls der Regulator aus irgendwelchem Grunde in seine tiefste Lage kommen sollte. Die Klinkenverlängerung trägt noch einen Ausrücker, der — von Hand eingelegt — das Anhalten der Maschine bei einem etwaigen Unfalle bewirkt.

Der mit einem auf dem Stellhebel beweglichen Gegengewicht versehene *Porter*-Regulator gestattet Aenderungen in der normalen Umlaufzahl der Maschine — auch während des Ganges derselben — von 5 bis etwa 10 v. H.

Was die Regelung der Dampfverteilung im übrigen anbelangt, so sind die Einströmkanäle vollständig geöffnet, bevor noch der Kolben 10 v. H. seines Hubes zurückgelegt hat.

Die Steuerung der Ausströmschieber erfolgt durch einen auf der Spindel jedes Schiebers befestigten Hebel, die von einem besonderen Exzenter aus bewegt werden, derart, dass die Ausströmkanäle schon nahezu vollständig geöffnet sind, wenn der Kolben in seine entsprechende Totlage gelangt; der Gegendruck auf den Kolben ist dementsprechend während des ganzen Kolbenhubes nur gering.

Es ist das Bestreben des Konstrukteurs gewesen, das Volumen und gleichzeitig auch die abkühlenden Oberflächen der schädlichen Räume so weit als möglich zu verringern. Zu dem Zwecke sind auch die zum Hochdruckzylinder gehörigen Schieber *unterhalb* der Zylinderachse angeordnet.

Der Frischdampf durchströmt den Mantel des Zylinders, tritt durch Oeffnungen im oberen Teil desselben in die Verteilungskasten und gelangt dann durch weite Kanäle der letzteren nach den Einlasschiebern. Hierbei werden der Zylinder, die Deckel desselben, die Gehäuse der Einström- und Ausströmschieber, die Einströmkanäle sowie die Verbindungskanäle des Zylinders mit den Ausströmschiebern genügend angewärmt und grössere Abkühlungsverluste vermieden.

Bevor der Dampf in die Schieberkammern eintritt, findet erst eine Abscheidung des mitgerissenen Wassers statt, so dass er nahezu trocken in den Zylinder gelangt.

Nach Angabe der Erbauerin braucht die Tandemmaschine mit Kondensation bei 125 minutlichen Umdrehungen an Dampf etwa 5,4 kg, die Einzylindermaschine ohne Kondensation etwa 9,4 kg für 1 PS_i/Std.

(Fortsetzung folgt).

Schlick's Pallograph.

(Schluss von S. 643 d. Bd.)

Schliesslich ist noch *eine Einrichtung notwendig, mit deren Hilfe die Stellung der Maschinenkurbeln in jedem Augenblicke auf dem Papierstreifen kenntlich gemacht wird.*

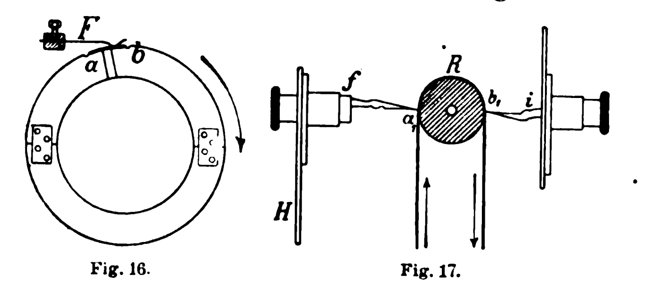


Fig. 16. Fig. 17.

Zu deren Betätigung wird die Elektrizität benutzt. Ueber der Leitrolle *R* ist ein Rahmen angebracht (Fig. 14 und 15)

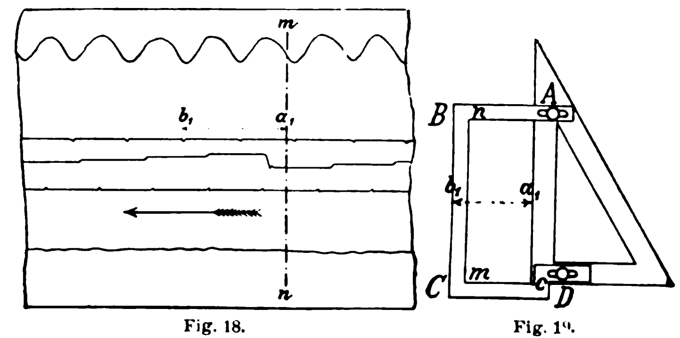


Fig. 18. Fig. 19.

(s. S. 643), an dem sich zwei Elektromagnete *e e* befinden.

Diesen liegen zwei Plättchen *a a* gegenüber, die sich um die wagerechten Achsen *c c* etwas drehen können und am

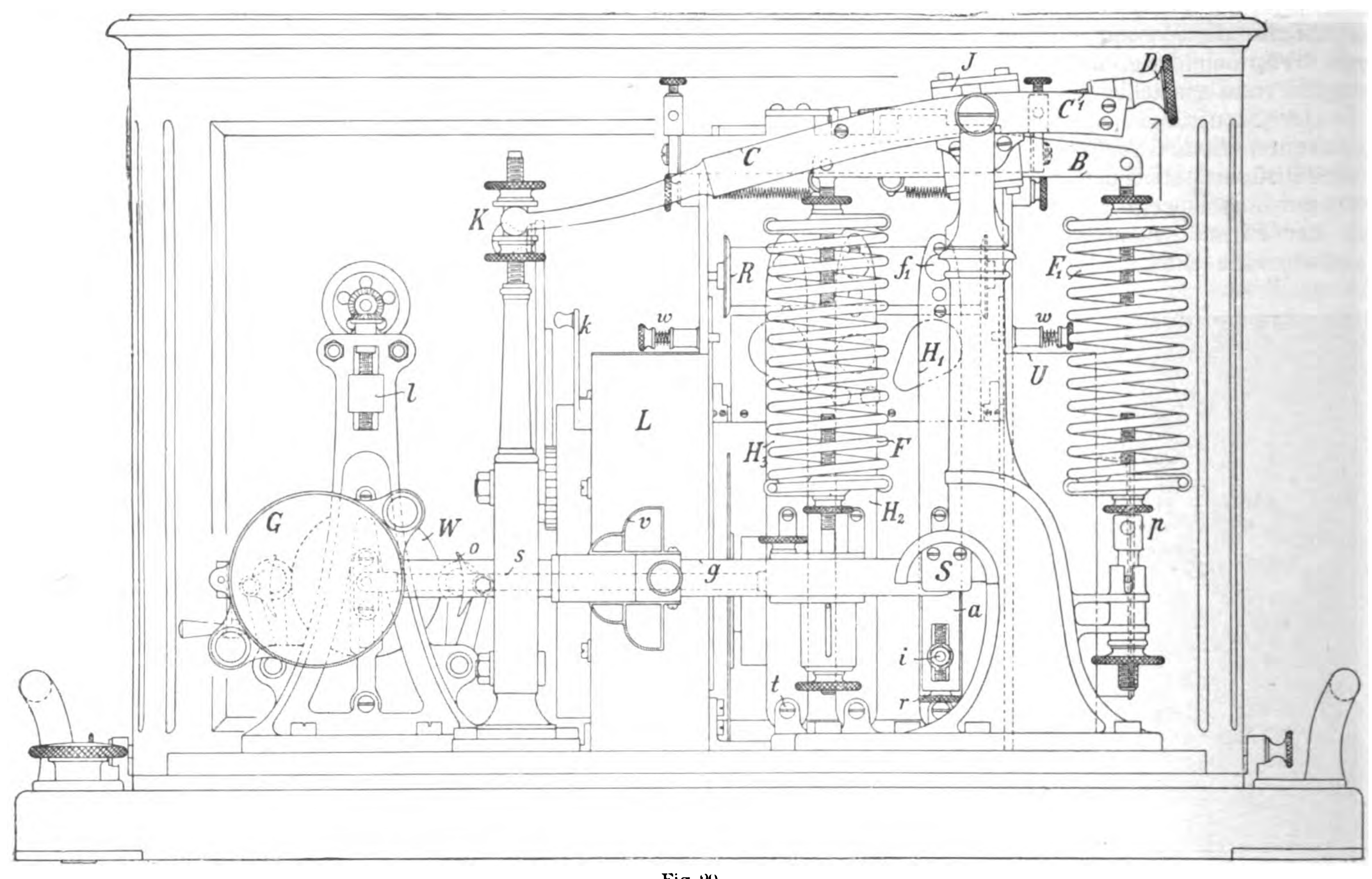


Fig. 20.

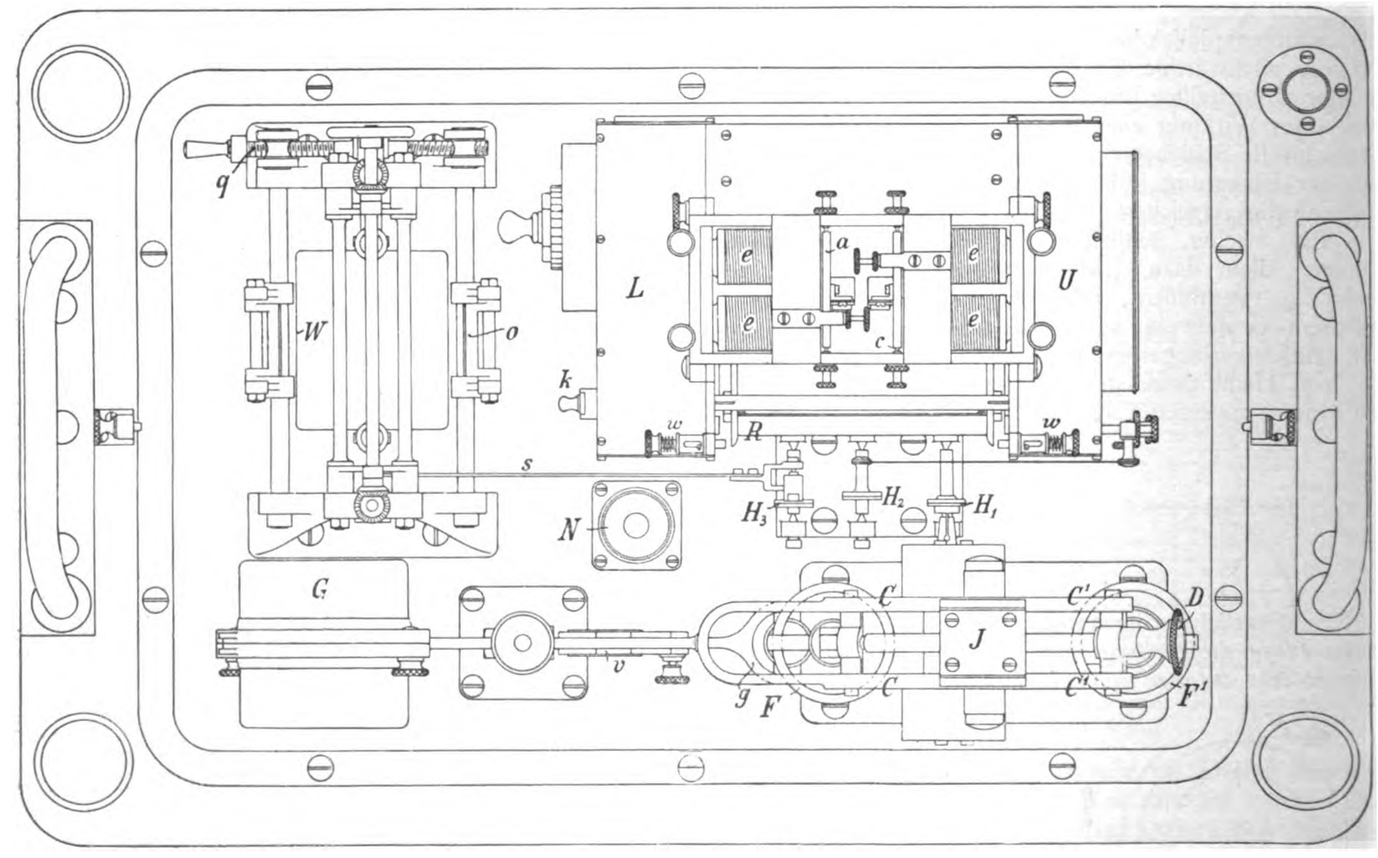


Fig. 21.

unteren Ende an Armen *b* die Schreibstifte *i i* tragen. Diese liegen den Schreibstiften *f* auf der entgegengesetzten Seite von *R* direkt gegenüber und beschreiben im allgemeinen gerade Linien. Nur wenn für einen Augenblick ein Strom die Magnete durchfliesst und die Plättchen *a a* angezogen werden, kommt ein Häkchen in diese Linie hinein. Zur Erzeugung dieses Stromes ist auf die Schraubenwelle ein zweiteiliger Holzring nach Fig. 16 aufgesetzt, der an einer Stelle an seinem Umfange ein Messingstück *a—b* trägt, welches mit der Welle leitend

verbunden ist. Auf dem Ringe schleift eine isolierte Feder *F*, die ihrerseits durch einen Draht mit dem einen

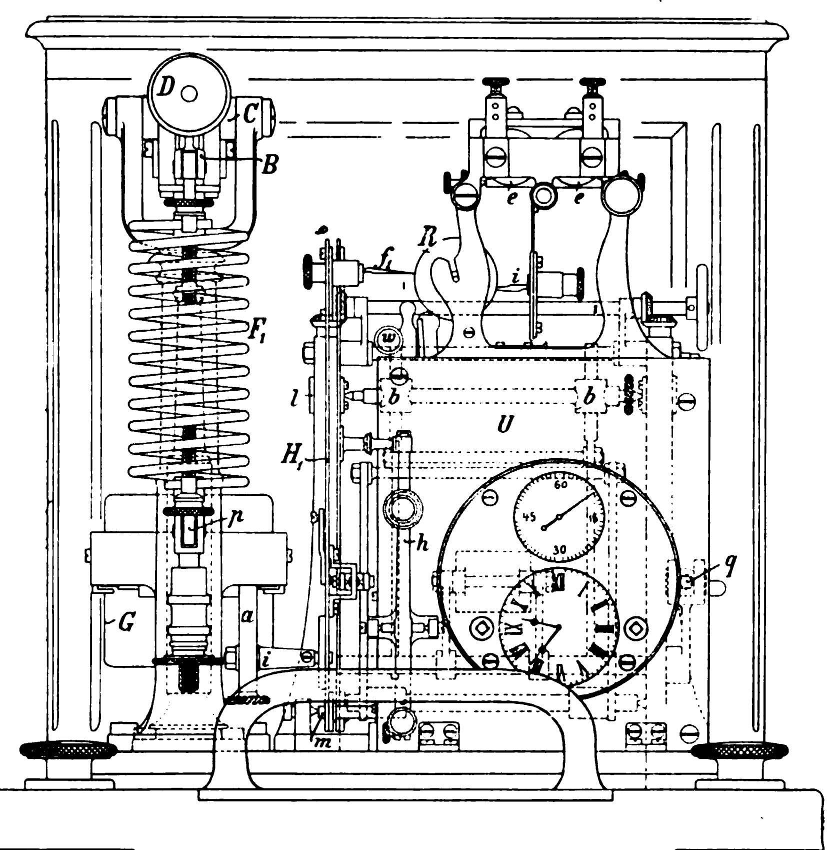


Fig. 22.

Ende der Magnetwicklung verbunden wird. Das andere Ende ist unter Zwischenschaltung einiger galvanischer Elemente an irgend einen metallischen Teil des Schiffsrumpfes gelegt. Die Länge des Stückes *a b* (Fig. 16) ist so zu wählen, dass die Berührung wenigstens $^1/_{10}$ Sekunde dauert. Daher kann es bei sehr schnellaufenden Maschinen vorkommen, dass der Ring nicht unmittelbar auf die Schiffswelle gesetzt werden kann, sondern eine Uebertragung zwischengeschaltet werden muss, die seine Umdrehungen in einem bestimmten bekannten Verhältnis vermindert.

Zweckmässig wird der Kontakt *a b* so gelegt, dass gerade dann eine Verbindung hergestellt, also eine Bewegung der Schreibfeder *i* herbeigeführt wird, wenn eine Maschinenkurbel durch den Totpunkt geht.

Nun ist aber noch ein Umstand besonders zu beachten: Wie aus Fig. 17 ersichtlich, eilt die Linie, aus der die Kurbelstellung zu erkennen ist, den anderen durch den Apparat verzeichneten Kurven um das Stück a_1 b_1 voraus, d. h. wenn in Fig. 18 z. B. ein Stück des ganzen Diagramms dargestellt ist, so gehört der Punkt b_1 dieser Linie zu denjenigen Punkten der anderen Kurven, welche als Schnittpunkte mit den strichpunktierten Graden *m n* erscheinen.

Nun ist ja die Strecke a_1 b_1 in jedem Falle leicht zu bestimmen, indem man die Schreibfedern *f* und *i* bei stillstehendem Papierstreifen schreiben lässt. Dann aber bedient man sich, sobald das Diagramm näher untersucht werden soll, zur Auffindung der entsprechenden, zueinander gehörenden Punkte des in Fig. 19 dargestellten Instrumentes. Hat man dieses einmal auf die richtige Grösse von a_1 b_1 eingestellt, so befestigt man das Diagramm so auf dem Reissbrett, dass es parallel zur Reisschiene liegt; legt man dann gegen diese in gewöhnlicher Weise das Dreieck dieses kleinen Instrumentes, so gelingt die Bestimmung zusammengehöriger Punkte mühelos, wie wohl ohne weiteres klar sein dürfte.

Nach dieser Schilderung werden die Fig. 20, 21 und 22, die den *Schlick*schen Pallographen so darstellen, wie er wirklich ausgeführt wird, um so eher unmittelbar verständlich sein, als in ihnen für gleiche Teile die gleichen Buchstaben wie in den Fig. 2 bis 17 gewählt sind.

Es dürfte schliesslich noch interessieren, etwas über *die Behandlung und Auswertung der mit diesem Apparate gewonnenen Diagramme* zu hören. Um aus ihnen wirkliche Schlussfolgerungen auf die Ursachen der Schwingungen ziehen zu können, ist meistens eine Vergrösserung der Kurven auf das fünf- bis zehnfache erforderlich. Diese erreicht man am einfachsten und besten mit Hilfe eines photographischen Apparates. Dann aber wendet man zweckmässig auf die Kurven das graphische Verfahren von *Fischer-Hinnen* an.

Zunächst ist es unbedingt erforderlich, die Grösse der Periode festzustellen. Das ist sehr einfach, wenn man es mit einer verhältnismässig regelmässigen Kurve wie in Fig. 23 zu tun hat. Zieht man die Tangenten *a a* und *b b* sowie eine Parallele *c c* zu ihnen, so stellt $m\,m_1 = n\,n_1$ ohne weiteres die Periode dar. Meistens aber zeigen die pallographischen Kurven diese einfache Form nicht, auf keinen Fall bei Dampfern mit zwei oder mehr Schrauben; denn einmal ist die Bewegung des Papierstreifens nicht absolut gleichmässig und dann treten fortgesetzt Aenderungen in dem Einfluss der Schwingungen höherer Ordnung auf diejenigen niederer Ordnung auf. Da gehört dann ein gewisser Scharfblick des Untersuchenden dazu, die Wellenlänge herauszufinden. Nach einiger Zeit aber erlangt er hierin schon die notwendige

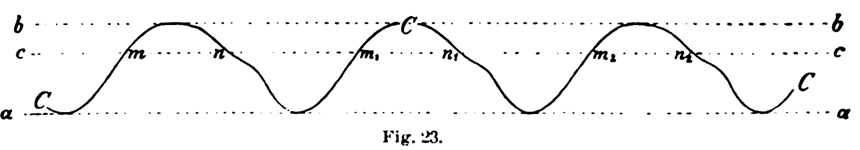


Fig. 23.

Uebung. Ist nun aber diese Wellenlänge etwa zu $a\,a_6$ festgelegt (Fig. 24), so gilt es zunächst sich darüber klar zu werden, bis zu welcher Ordnung von Kurven die Untersuchung getrieben werden soll. Es werde z. B. die sechste Ordnung gewählt. Alsdann teilt man $a\,a_6$ in sechs Teile und zeichnet die Ordinaten a_1 a_2 a_3 a_4 und

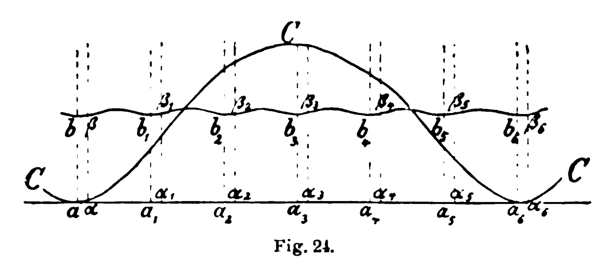


Fig. 24.

a_5. Deren arithmetisches Mittel wird aufgetragen und ergibt die Punkte b b_1 b_2 b_3 b_4 b_5 und b_6. Diese gehören dann zu der Kurve sechster Ordnung. Hierauf zieht man in einem beliebigen Abstande $a\,\alpha = a_1\,\alpha_1 = a_2\,\alpha_2$ usw. neue Ordinaten und trägt auch deren arithmetisches Mittel auf, wodurch man die Punkte β β_1 β_2 β_3 β_4 β_5 und β_6 erhält, die ebenfalls der Kurve sechster Ordnung angehören. Ist diese auf die angegebene Weise konstru-

iert, so zieht man ihre Ordinaten von denen der ursprünglichen Kurve $C\,C\,C$ ab, wodurch eine neue Kurve $C_5\,C_5\,C_5$ entsteht, die nun höchstens noch Kurven fünfter Ordnung enthält. In genau der gleichen Weise gewinnt man aus dieser eine Kurve $C_4\,C_4\,C_4$, die höchstens noch solche vierter Ordnung enthält und so fort, bis schliesslich nur noch eine Kurve erster Ordnung, also eine reine Sinuslinie übrig bleibt.

Bei solchen Untersuchungen hat sich nun herausgestellt, dass bei Schiffen mit dreiflügeligen Schrauben die Bestimmung der Kurven dritter und niedrigerer Ordnung genügt, und bei Schiffen mit vierflügeligen Schrauben noch die vierter. Nur ausnahmsweise kommen im ersten Falle noch solche sechster, im zweiten noch solche achter Ordnung vor. Dagegen treten solche fünfter bezw. siebenter niemals auf. Ferner braucht man z. B. bei Schiffen mit Dreikurbelmaschinen und dreiflügeligen Schrauben niemals nach Kurven vierter Ordnung, bei Schiffen mit Vierkurbelmaschinen und vierflügeligen Schrauben niemals nach solchen dritter Ordnung zu suchen.

Bücherschau.

Einführung in die Vektoranalysis mit Anwendungen auf die mathematische Physik. Von Dr. *R. Gans*. Leipzig, 1905. B. G. Teubner.

Während die Quaternionlehre in Deutschland wenig in Aufnahme gekommen ist, hat sie in England, dem Lande ihrer Erfindung, sehr bald grosses Ansehen erlangt. Die Folge davon war, dass die dortigen theoretischen Physiker auch mit dem Handwerkzeug dieser Lehre arbeiteten. Als nun durch *H. Herz* Arbeiten *Maxwells* Elektrizitätstheorie sich allgemeine Anerkennung verschaffte, kam gleichzeitig mit dieser die „Quaternionenstenographie“, die Vektoranalysis, nach Deutschland. Jetzt muss jeder, welcher die modernen Arbeiten aus der Elektrizitätstheorie lesen will, die Vektoranalysis beherrschen. Es ist deshalb sehr nötig, dass es kleine Lehrbücher hierüber gibt, so dass man nicht auf Einleitungen zu grossen Werken angewiesen ist.

Verfasser hat in sehr geschickter und leicht zu verstehender Form die Sätze und Formeln der Vektoranalysis entwickelt und auch noch die leichte Anwendbarkeit derselben an einigen Beispielen aus der Hydrodynamik und besonders der Elektrizitätslehre gezeigt.

Das Buch ist jedem zu empfehlen, welcher sich mit dieser Rechnungsart leicht und schnell bekannt machen will.

Für eine zweite Auflage wäre anzuraten, bei den Formeln, welche neue Abkürzungen bringen, dazu zu schreiben, wie man sie lesen soll. Dr. *K. Schr.*

Naturkonstanten. Von *H. Erdmann* und *P. Köthner*. Berlin, 1905. Julius Springer.

Neben den altbekannten physikalisch-chemischen Tabellen von *Landolt* und *Börnstein* haben die Verfasser unternommen, ein Tabellenwerk zu schreiben, welches wesentlich für Chemiker bestimmt ist; Verbindungen der Grundstoffe sind in grosser Zahl aufgeführt und die bei Analysen zu benutzenden Konstanten in sehr grosser Ausführlichkeit gegeben. Die physikalischen und technischen Naturkonstanten sind recht kurz weggekommen.

In dem Streit um die Einheit der Atomgewichte haben Verfasser sich für $H = 1$ und gegen $O = 16$ entschieden, trotzdem sie in der Vorrede dem O die grössere Wichtigkeit beilegen.

Recht eigenartig ist die Ausstattung des Buches: Die Tabellen sind alphabetisch geordnet und am Kopf jeder Seite erkennt man, welcher Buchstabe auf ihr behandelt wird, so dass dadurch das Auffinden in derselben Weise geschehen könnte wie in einem Wörterbuch. Gehindert wird man daran durch das übertriebene Ausschneiden des Randes für den Randindex. Ein Blättern in dem Buche ist, da dieses Ausschneiden in mehreren Abteilungen erfolgt, nahezu unmöglich. Dr. *K. Schr.*

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Lehrbuch der chemischen Technologie der Energien. Von *Hanns von Jüptner*, O. ö. Prof. a. d. Technischen Hochschule in Wien. 1. Band: Die chemische Technologie der Wärme und der Brennmaterialien. 1. Teil: Wärmemessung, Verbrennung und Brennmaterialien. Mit 118 Abb. Leipzig und Wien, 1905. Franz Deuticke. Preis geh. M. 7,—.

Kalender für Maschineningenieure 1906. Unter Mitwirkung bewährter Ingenieure herausgegeben von *Wilhelm Heinrich Uhland*, Ingenieur und Patentanwalt in Leipzig. 32. Jahrg. In zwei Teilen. Stuttgart. Alfred Kröner. Preis in Leinenband M. 3,—, in Lederband M. 4,—, in Brieftaschenband M. 5,—.

Kalender für Eisenbahn-Techniker 1906. Begründet von *Edm. Heusinger von Waldegg*. Neu bearbeitet unter Mitwirkung von Fachgenossen von *A. W. Meyer*, Königl. Eisenbahnbau- und -Betriebs-Inspektor in Allenstein. 33. Jahrg. In zwei Teilen. Wiesbaden. J. F. Bergmann.

Kalender für Strassen- u. Wasserbau- und Kulturingenieure 1906. Begründet von *A. Reinhardt*. Neu bearbeitet unter Mitwirkung von Fachgenossen von *R. Scheck*, Regierungs- und Baurat in Stettin. Geb. nebst drei gehefteten Beilagen. Wiesbaden. J. F. Bergmann.

Rationelle Teilung einer Distanzlatte bei Anwendung eines distanzmessenden Fernrohres, welches mit einem Fadenmikrometer versehen ist. Doktor-Dissertation von *Theodor Dokulil*, Konstrukteur an der k. k. technischen Hochschule in Wien. Wien, 1905. L. W. Seydel & Sohn. Preis geh. M. 3,60.

Physikalisch-chemische Betrachtungen über den Verbrennungsprozess in den Gasmotoren. Vortrag, gehalten in der 46. Hauptversammlung des Vereins deutscher Ingenieure zu Magdeburg von *Walter Nernst*. Berlin, 1905. Julius Springer. Preis geh. M. 1,—.

Die Mechanik fester Körper. Lehrbuch in elementarer Darstellung für höhere technische Fachschulen und zum Selbstunterricht nebst einer Sammlung von 250 aufgelösten Beispielen von Ingenieur *Ernst Blau*. Mit 210 Abb. Hannover, 1905. Dr. Max Jänecke. Preis geh. M. 6,—, geb. M. 6,60.

Der Strassenbau. Leitfaden für den Unterricht a. d. k. u. k. Militärbildungsanstalten sowie zum Gebrauche für Techniker. Von *Franz Tschertou*, k. und k. Hauptmann und Lehrer a. d. k. und k. Technischen Militärakademie in Mödling. Mit 137 Abb. u. 5 lithogr. Tafeln. Wien, 1905. L. W. Seidel & Sohn. Preis geh. 6 M.

The weather-forces of the planetary atmospheres. By *C. Marti*, Nidau, Switzerland. Nidau, 1905. E. Weber.

Year Book of the Michigan College of Mines. 1904—1905. Annoncement of courses for 1905—1906. Houghton, Michigan.

Views of the Michigan College of Mines. Houghton, Michigan.

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

86. Jahrg., Bd. 320, Heft 43. **Berlin, 28. Oktober 1905.**

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 80 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Die Kraftmaschinen und Dampfkessel auf der Weltausstellung in Lüttich 1905.

Von **Fr. Freytag**, Chemnitz.

(Fortsetzung von S. 669 d. Bd.)

7. *Société anonyme de Saint-Leonard in Lüttich.*

Die im Gasmotorenbau als Lizenzträgerin der Erfindungen von *Gebr. Körting A.-G.* in Hannover bekannte Firma baut einzylindrige Motoren für Leistungen bis etwa 200 PS einfachwirkend und nach dem Viertaktsystem, grössere derartige Motoren dagegen doppeltwirkend und nach dem Zweitaktsystem, wobei im letzteren Falle auf jede Umdrehung der Kurbelwelle zwei Antriebe entfallen — genau wie bei einer gewöhnlichen Dampfmaschine.

In Lüttich hat die Firma insgesamt vier Gasmotoren ausgestellt; von diesen entwickeln drei, nach dem Viertaktsystem arbeitende Motoren mit Geschwindigkeiten von 160, 160 und 190 minutlichen Umdrehungen beziehentlich 100, 50 und 25 PS, während der vierte, doppeltwirkende Zweitaktmotor mit 107 minutlichen Umdrehungen etwa 600 PS leistet.

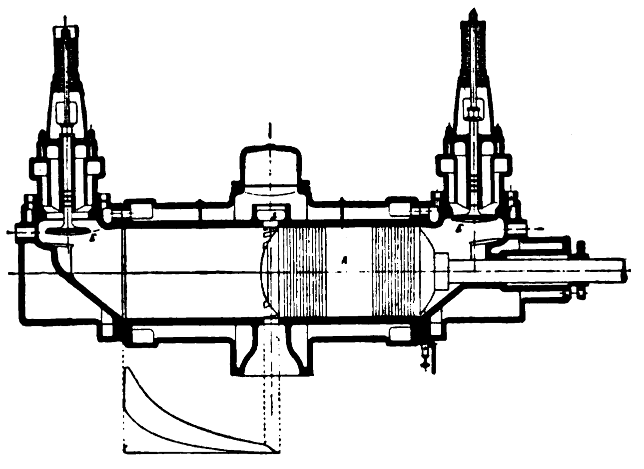


Fig. 27. Längsschnitt durch den Zylinder der Zweitakt-Gasmaschine von Saint-Léonard.

Während die Viertaktmotoren mittels Riemen zum Antreiben von Dynamomaschinen dienen, ist der Zweitaktmotor mit der zugehörigen Dynamo unmittelbar gekuppelt.

Die Viertaktmotoren sind bereits in D. p. J. 1903, Bd. **318**, S. 691 u. ff., eingehender behandelt worden.

Die Regelung der Geschwindigkeit erfolgt bei diesen Motoren durch Füllungsänderung mittels eines Federregulators, System *Hartung*, der zu dem Zwecke eine im Kanal zwischen Misch- und Einlassventil sitzende Drosselklappe verstellt. Die Zusammensetzung der in den Zylinder tretenden Ladung ist von der Geschwindigkeit und der jeweiligen Leistung des Motors unabhängig, so dass fortwährend Zündungen stattfinden, somit Aussetzer vermieden werden. Dies wird durch die besondere Einrichtung des Mischventils erreicht; Verstellungen des Gashahnes, wie auch Regelungen der Luftzufuhr während des Ganges der Maschine sind nicht erforderlich.

Die Zündung der verdichteten Ladung erfolgt durch einen Magnetinduktor derart, dass der Augenblick der Zündung während des Ganges verstellt werden kann; damit lässt sich für jede Leistung des Motors und auch für Gase von verschiedener Zusammensetzung der vorteilhafteste und wirtschaftlichste Betrieb mit Leichtigkeit einstellen. Um Vorzündungen zu vermeiden, trägt der am Ventilkopf befestigte, behufs Reinigung des Verdichtungsraumes — ohne Herausnahme des Kolbens — leicht zu entfernende Deckel noch einen in den ersteren hineinragenden, mit Wasser gekühlten, sogenannten Kühlsporn.

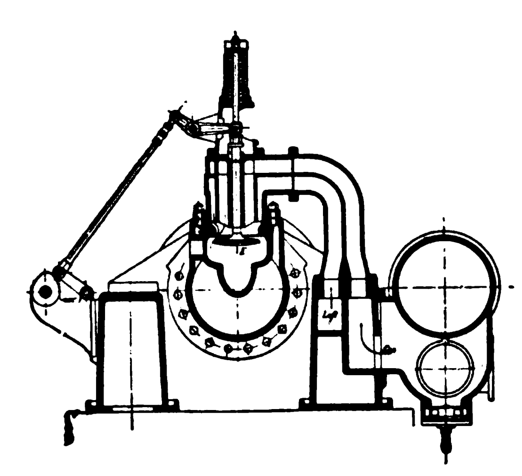


Fig. 28. Querschnitt durch das Einlassventil der Zweitakt-Gasmaschine von Saint-Léonard.

Der in Fig. 27 bis 29 ersichtliche *doppeltwirkende Zweitaktmotor* hat 650 mm Zylinderdurchmesser und 1200 mm Hub.[1])

Der Zylinder, in dem sich ein ungewöhnlich langer Kolben K bewegt, ist in der Mitte mit Auslasschlitzen s versehen, durch welche die verbrannten Gase entweichen; dieselben werden bei den Endstellungen des Kolbens einmal nach der vorderen und einmal nach der hinteren Zy-

[1]) Bei dem in Lüttich ausgestellten Zweitaktmotor ist — im Gegensatz zu Fig. 27 und 29 — die Stange des Arbeitskolbens K auch durch den hinteren Zylinderdeckel durchgeführt und noch mit einem besonderen Gleitschuh versehen.

linderseite hin geöffnet, wohingegen das von zwei voneinander unabhängigen Pumpen mit etwa 0,3 Atm. Ueberdruck in den Zylinder gedrückte, aus Luft und Gas bestehende frische Gemisch an den Enden in den Zylinder eintritt. Durch die zweckmässige Ausbildung der Einlassorgane E wird eine Mischung der zuerst übergeschobenen

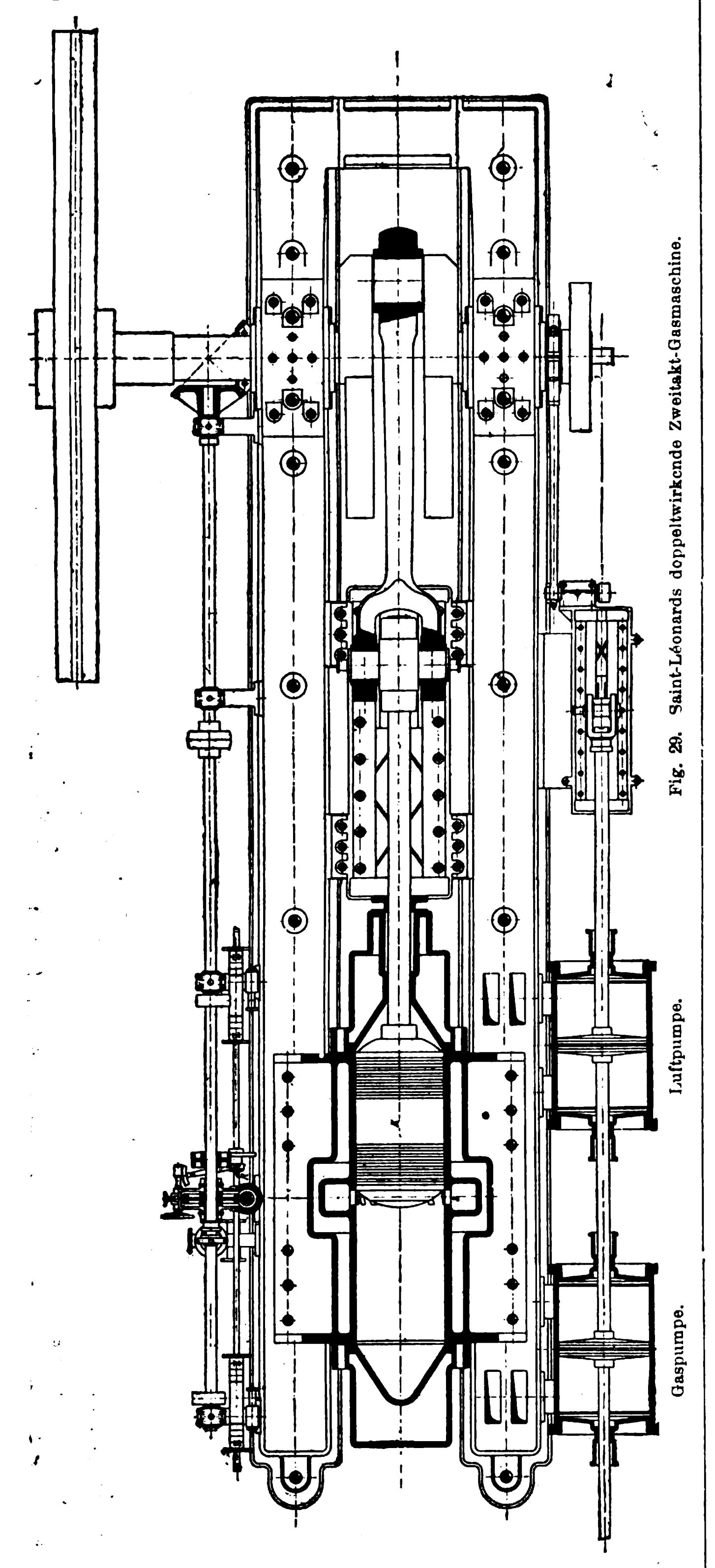


Fig. 29. Saint-Léonards doppeltwirkende Zweitakt-Gasmaschine.

Luft mit den verbrannten Rückständen einerseits und mit dem folgenden Brenngemisch anderseits genügend verhindert, und aus dem gleichen Grunde findet ein Verlust an Brenngemisch durch die beim Ueberschieben offen stehenden Auslasschlitze nicht statt. Kurz nachdem die Auslasschlitze durch den zurückgehenden Kolben wieder geschlossen sind, haben auch die Kolben der Luft- und Gaspumpe ihre Totpunktstellung erreicht; die Förderung des Gemisches hört also auf, und es wird dasselbe im Zylinder in bekannter Weise weiter verdichtet, schliesslich im Totpunkte des Kolbens entzündet.

Beim nächsten Vorwärtsgange des Kolbens äussert die entzündete Ladung infolge Ausdehnung ihre treibende Kraft, bis kurz, bevor die andere Totpunktlage erreicht ist, die Schlitze durch den Kolben wieder geöffnet werden und die verbrauchte Ladung am Ende ihrer Ausdehnungsfähigkeit austritt. Auf der anderen Seite des Kolbens findet der gleiche, in Fig. 27 auch graphisch dargestellte Vorgang statt.

Der Gang wird durch eine Steuerung geregelt, welche die Menge des eintretenden Gasgemisches je nach dem Kraftbedarf des Motors verändert. Zu dem Zwecke verstellt der Regulator — sofern der Motor stets mit der gleichen Geschwindigkeit laufen soll — eine in das Saugrohr der Gaspumpe eingebaute Drosselklappe, oder aber er wirkt, wenn der Motor auch bei wechselnden Geschwindigkeiten — wie es z. B. bei Gebläsemaschinen der Fall sein kann — regelmässig arbeiten soll, auf die Steuerorgane der Gaspumpe selbst ein. Zur Zündung der verdichteten Ladung sind auf jeder Kolbenseite *zwei* Magnetinduktoren angeordnet, die an den Zylinderdeckeln bezw. in Nähe des Kolbens sitzende Zünder derart betätigen, dass auch hier — gleichwie bei den vorbesprochenen Viertaktmotoren — der Augenblick der Zündung während des Betriebes verstellt werden kann.

Zylinder, Deckel und Ventilgehäuse sind von Kühlmänteln umgeben; auch der Kolben wird durch umlaufendes Wasser gekühlt.

Zum selbsttätigen Anlassen des Motors dient Pressluft von 7 bis 10 Atm. Spannung.

In Lüttich werden die Motoren von 600, 100 und 25 PS mit Kraftgas aus einer Gasmotoranlage, System *Fichet & Heurtey*, gespeist; zum Betreiben des 50 PS-Motors dient städtisches Leuchtgas. Es ist klar, dass — nach Auswechslung des betreffenden Mischventils gegen ein solches mit entsprechenden Durchgangsöffnungen für Gas und Luft — auch der letztgenannte Motor mit Kraftgas betrieben werden kann.

8. *Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft „Union" in Essen a. d. Ruhr.*

Die Firma hat, wie schon oben bemerkt, eine wagerechte Union-Dampfturbine von 40 PS und eine senkrechte Union-Dampfturbine von 300 PS zum unmittelbaren Betreiben einer Zentrifugalpumpe bezw. einer Gleichstromdynamo, ausserdem eine doppeltwirkende Viertakt-Gasmaschine von 250 PS_e zur Ausstellung gebracht. Der Typus der Union-Dampfturbine als Kleinmaschine in der Grösse von 10 bis 300 PS ist die Aktionsturbine mit einer oder mehreren Druckstufen, derjenige als Grossmaschine von 300 bis 5000 PS die Vereinigung einer mehrstufigen Aktionsturbine als Hochdruckseite mit einer mehrstufigen Reaktionsturbine als Niederdruckseite.

Fig. 30 bis 32 zeigen eine 50 PS Union - Turbine mit zwei Druckstufen und 3500 minutlichen Umdrehungen als Vertreterin der Kleinmaschinen wagerechter Bauart, Fig. 38 eine 300 PS Union-Turbine stehender Bauart als Vertreterin der Grossmaschinen.

Die Organe, welche vor jeder Druckstufe die Spannungsenergie des Dampfes in Strömungsenergie umwandeln, sind bei den Kleinmaschinen, wo stets grosse Gefälle und somit grosse Geschwindigkeiten in den einzelnen Stufen vorherrschen, konisch erweiterte Düsen. Auch bei den Grossmaschinen sind in der ersten Stufe solche Düsen in Anwendung gekommen, um kleine Drücke in der Turbine zu erhalten, während vor jeder folgenden Stufe die Leitschaufelgruppen die Rolle der Düsen übernehmen.

In Fig. 33 und 34 ist ein Düsenapparat zur Darstellung gebracht. Diese Apparate, welche eine ganze Gruppe von Düsen enthalten, sind stets diametral gegenüber angeordnet, um seitliche Achsdrücke zu vermeiden. Als Stahlplatten ausgebildet, in denen die Düsenprofile eingefräst sind, werden die Apparate von aussen in das Gehäuse eingefügt und an dieses angeflanscht, so dass sie bequem zugänglich sind.

Die Räder der Union-Turbinen sind volle Scheiben aus Nickelstahl, in deren Kranz die Schaufelung bei den Aktionsrädern nach einem besonderen Verfahren eingefräst und bei den Reaktionsrädern besonders eingesetzt wird (s. Fig. 35 bezw. Fig. 39).

Trotz der günstigen Belastungsart durch die Zentrifugalkraft ist eine sieben- bis achtfache Sicherheit gegen Bruch vorgesehen. Sämtliche Räder werden einzeln zur Prüfung ihrer Sicherheit einem Probelauf bis 5000 Umdrehungen in der Minute unterzogen und in besonderen Apparaten bis zum vollkommenen Massenausgleich ausbalanziert.

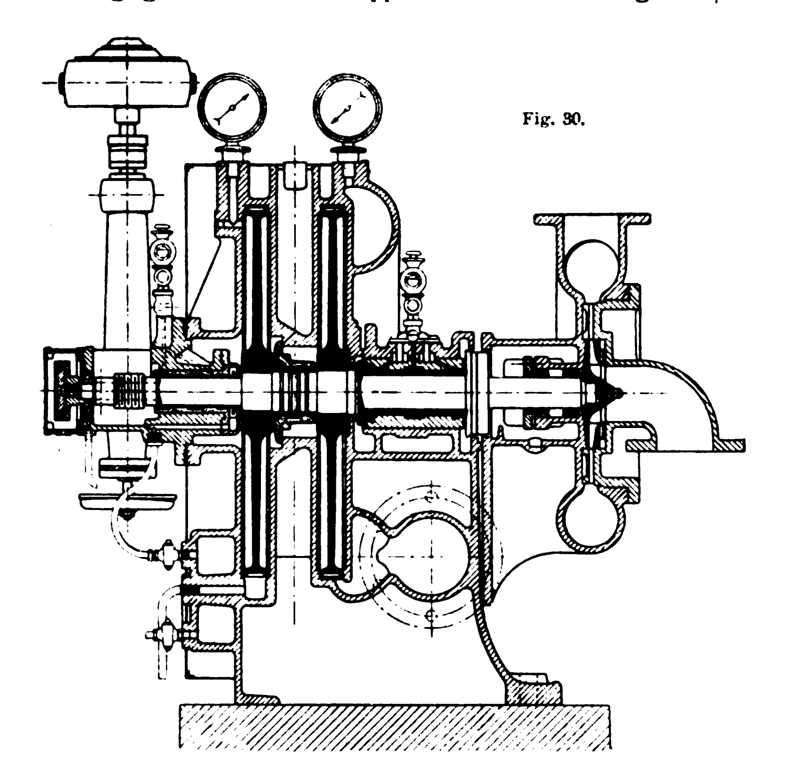


Fig. 30.

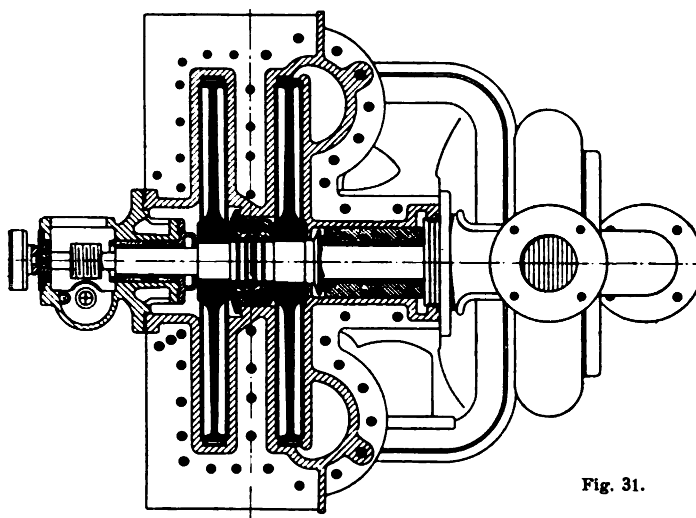


Fig. 31.

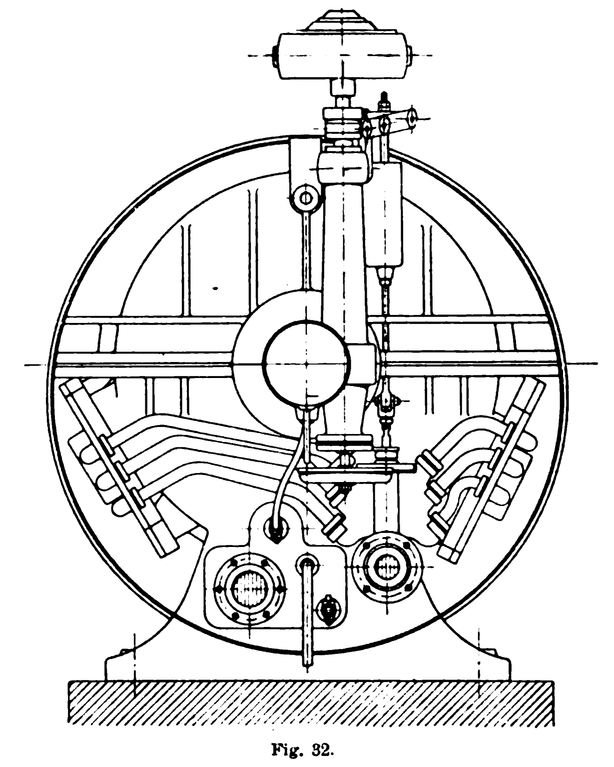


Fig. 32.

Fig. 30—32. Wagerechte Dampfturbine von 50 PS der „Union“ in Essen.

In Fig. 35 ist ein Aktionsrad mit Schaufelung dargestellt. Letztere ist eine der *Pelton*-Schaufelung ähnliche mit U-förmigen, übereinander geschichteten Taschen, die aus dem vollen Radkranz herausgefräst, hierauf — um den Reibungswiderstand möglichst zu verringern — fein geschlichtet sind; demselben Zwecke entsprechend sind die Seitenflächen der Räder hochglanz poliert. Der Ventilationswiderstand ist durch enges Einkapseln des Radkranzes durch die Gehäusewandung erheblich herabgemindert.

Die Umführungskanäle des Dampfes von einer Stufe zur folgenden sind glatt bearbeitet und kurz gehalten, um von der Austrittsgeschwindigkeit aus dem vorhergehenden Laufrad für den neuen Prozess der Energieumwandlung bei der nächsten Stufe noch möglichst viel zu gewinnen.

Allen Turbinen ist die Regelung gemeinsam — eine sogenannte Mengenregelung — dadurch gekennzeichnet, dass die zugeführte Dampfmenge der jeweiligen Be-

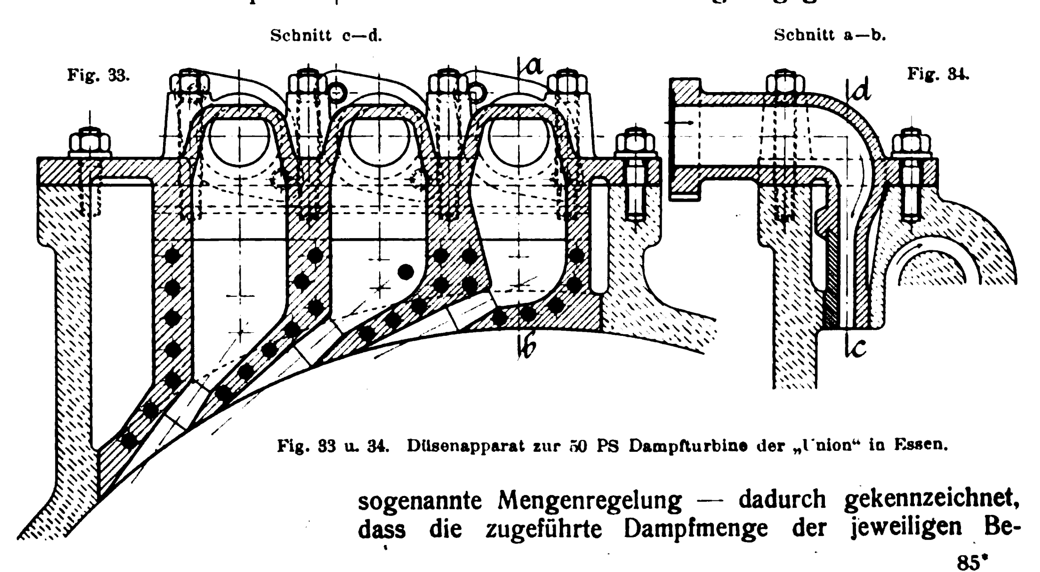


Fig. 33 u. 34. Düsenapparat zur 50 PS Dampfturbine der „Union“ in Essen.

lastung entsprechend bemessen wird, während der Druck vor den Düsen erhalten bleibt und die Spannungsverhältnisse wenigstens in den ersten Stufen sich wenig ändern. Damit bleibt der hydraulische und auch der thermo-dynamische Wirkungsgrad selbst bei Belastungsschwankungen innerhalb weiter Grenzen nahezu unverändert, d. h. es wird hierdurch der Dampfverbrauch nur wenig beeinflusst.

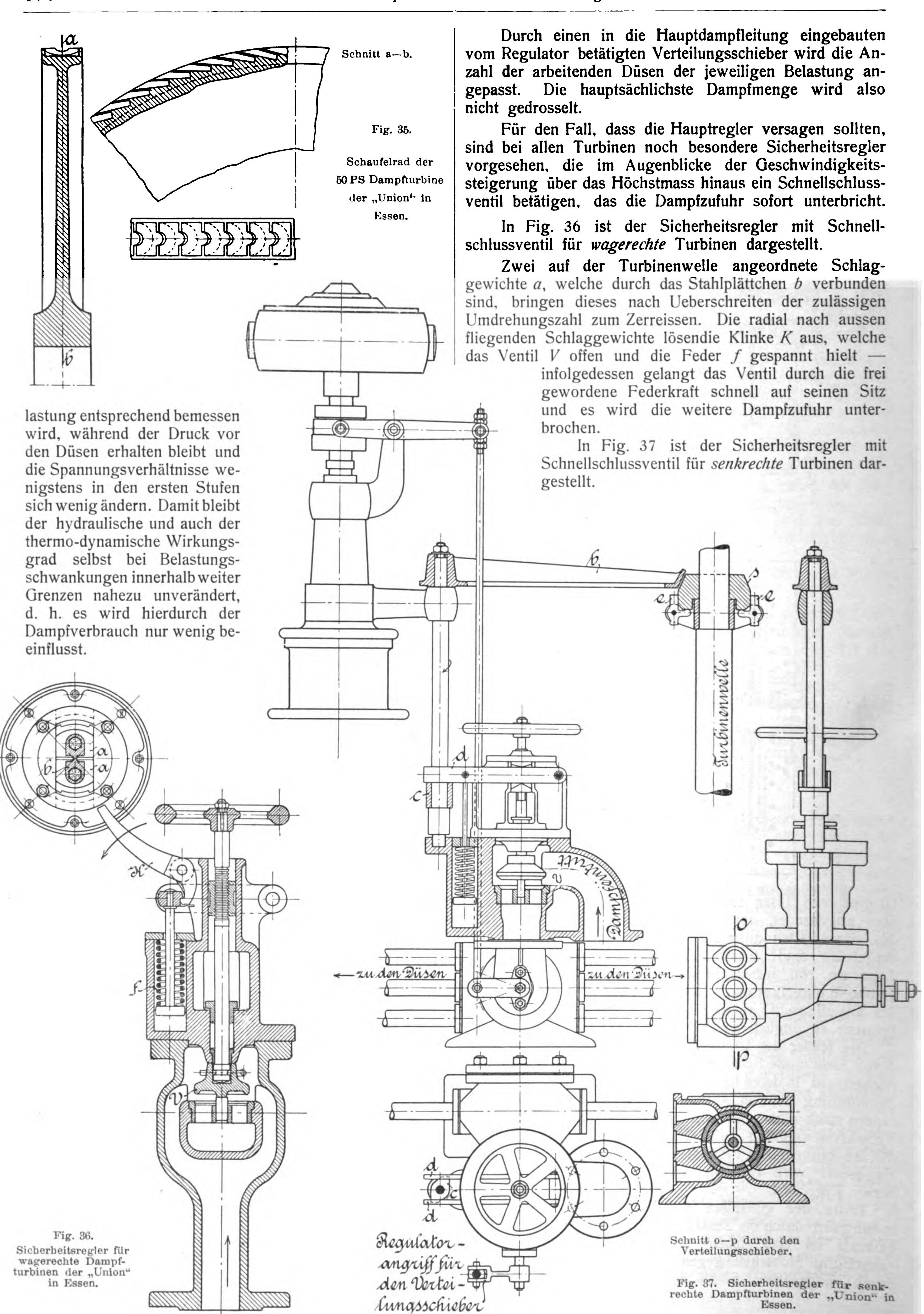
Durch einen in die Hauptdampfleitung eingebauten vom Regulator betätigten Verteilungsschieber wird die Anzahl der arbeitenden Düsen der jeweiligen Belastung angepasst. Die hauptsächlichste Dampfmenge wird also nicht gedrosselt.

Für den Fall, dass die Hauptregler versagen sollten, sind bei allen Turbinen noch besondere Sicherheitsregler vorgesehen, die im Augenblicke der Geschwindigkeitssteigerung über das Höchstmass hinaus ein Schnellschlussventil betätigen, das die Dampfzufuhr sofort unterbricht.

In Fig. 36 ist der Sicherheitsregler mit Schnellschlussventil für *wagerechte* Turbinen dargestellt.

Zwei auf der Turbinenwelle angeordnete Schlaggewichte a, welche durch das Stahlplättchen b verbunden sind, bringen dieses nach Ueberschreiten der zulässigen Umdrehungszahl zum Zerreissen. Die radial nach aussen fliegenden Schlaggewichte lösendie Klinke K aus, welche das Ventil V offen und die Feder f gespannt hielt — infolgedessen gelangt das Ventil durch die frei gewordene Federkraft schnell auf seinen Sitz und es wird die weitere Dampfzufuhr unterbrochen.

In Fig. 37 ist der Sicherheitsregler mit Schnellschlussventil für *senkrechte* Turbinen dargestellt.



Schnitt a—b.

Fig. 35. Schaufelrad der 50 PS Dampfturbine der „Union“ in Essen.

Fig. 36. Sicherheitsregler für wagerechte Dampfturbinen der „Union“ in Essen.

Schnitt o—p durch den Verteilungsschieber.

Fig. 37. Sicherheitsregler für senkrechte Dampfturbinen der „Union“ in Essen.

Der auf der Turbinenwelle achsial verschiebbare Konus *s* wird durch die Zentrifugalpendel *e* gehoben und kuppelt sich bei Ueberschreitung der höchsten Umdrehungszahl mit dem Radsegment *b*, dessen Drehung sodann ein Auslösen der Schiene *d* mittels des Anschlages *c* und damit das sofortige Schliessen des Ventils *V* unter Federkraft bewirkt.

Die Gehäuse aller Turbinen sind behufs bequemer Zugänglichkeit ihrer Einzelteile, leichter Montage derselben usw. in der Mittelebene der Achsen geteilt. Zur Abdichtung der Welle im Gehäuse dienen bei den wagerechten Turbinen engschliessende Lager mit beiderseitiger Oelzufuhr von aussen nach innen oder umgekehrt — je nachdem die Turbine mit oder ohne Kondensation arbeiten soll.

Bei den senkrechten Turbinen (Fig. 38) wird die Wellenabdichtung dadurch erreicht, dass die Strömungsrichtung des Dampfes in der Turbine — abweichend von den üblichen Anordnungen — von unten nach oben erfolgt. Die unten liegende Hochdruckseite ist mit dem Spurlager vollkommen abgeschlossen und auf der oben liegenden Niederdruckseite ist nur das Vakuum gegen die Aussenluft abzudichten, was durch die unter Oel gesetzte Halslagerbüchse erzielt ist.

Mit dem den senkrechten Union-Turbinen eigentümlichen Aufbau ist ferner eine selbsttätige ununterbrochene Oelzirkulation verknüpft, welche jegliche Pumpen entbehrlich macht. Durch die Bohrung *i* (Fig. 38) steht das im unteren Spurlagerbehälter *d* befindliche Schmieröl unter dem Dampfdrucke der ersten Stufe und wird durch die Bohrung *k* in der Turbinenwelle nach dem unter Kondensatordruck stehenden oberen Spurlager *l* befördert.

Das hier ablaufende Oel gelangt mitsamt dem vom oberen Halslager *m* abgesaugten Oel durch das Ueberlaufrohr *n* in die Oberkammer *o* des Oelbehälters und wird aus dieser während des Betriebes zeitweise nach der durch Rohr *q* mit dem Spurlagerbehälter *d* in Verbindung stehenden Unterkammer *p* von Hand übergeschleust. Zu dem Zwecke wird das Rohr *q* durch den Hahn *r* vorübergehend abgesperrt, gleichzeitig durch Hahn *s* die Ober- und Unterkammer miteinander verbunden und dadurch die letztere wieder aufgefüllt.

Die in die Unterkammer eingebaute Kühlschlange bewirkt die Rückkühlung des Schmieröles.

Durch das Rohr *w* wird der Ersatz von Oel nach

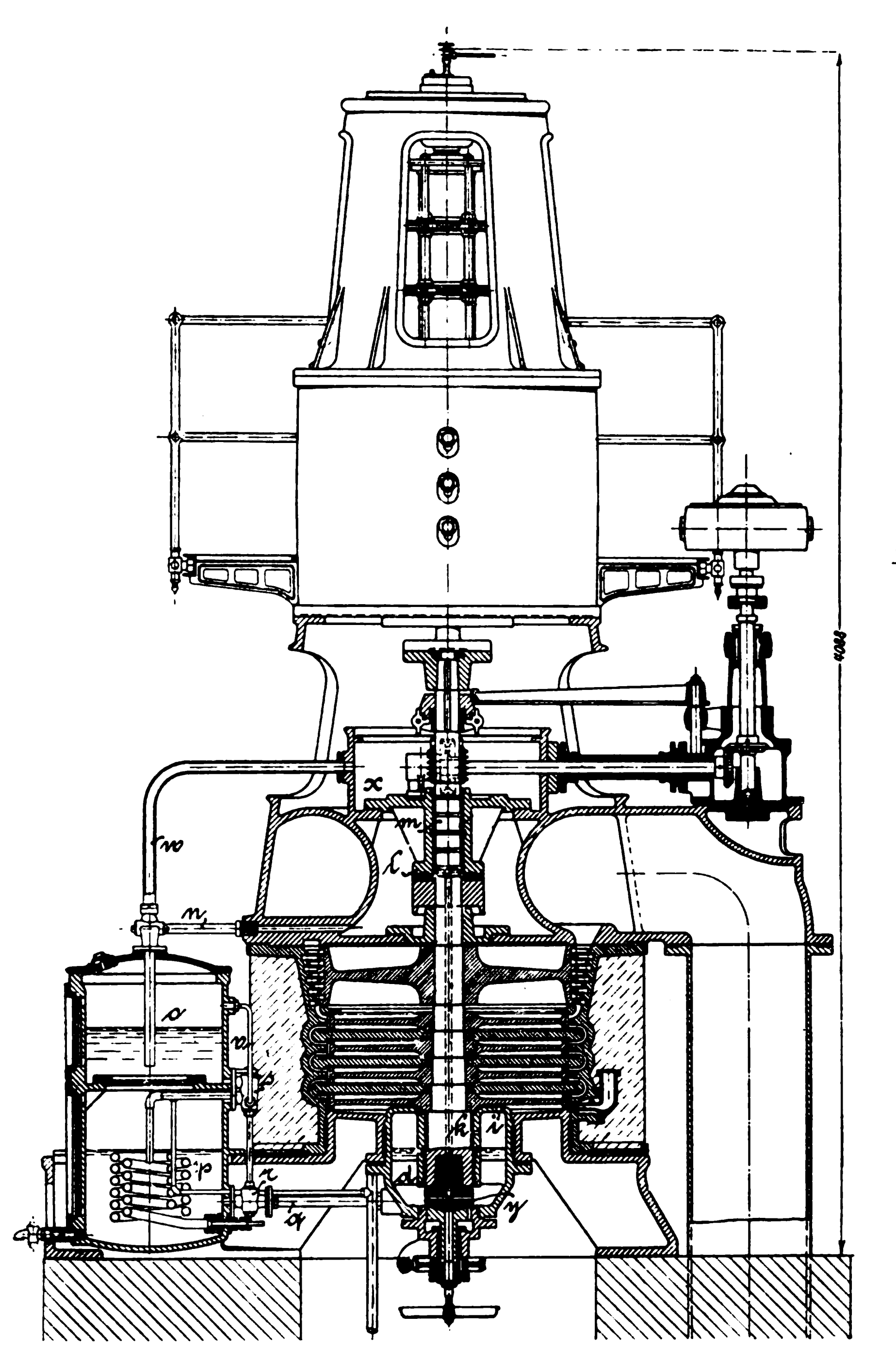


Fig. 38.
Senkrechte Dampfturbine von 300 PS der „Union“ in Essen.

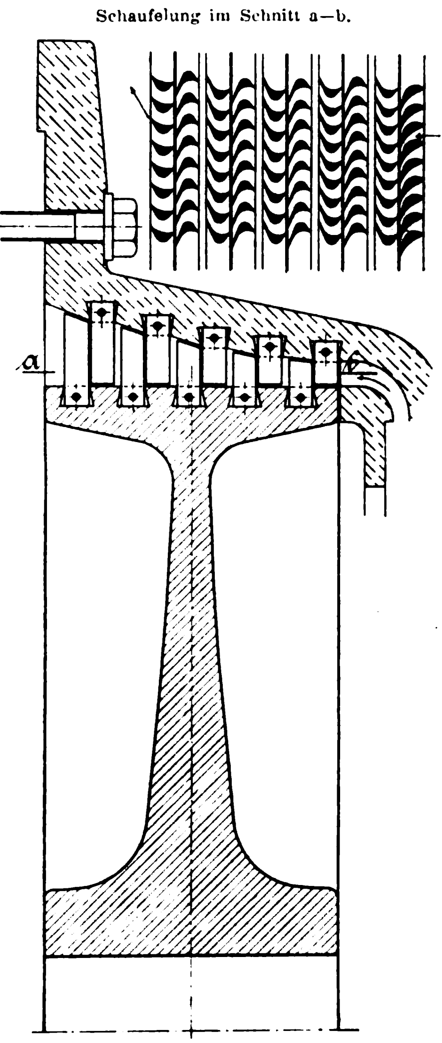


Fig. 39. Schaufelrad der 300 PS Dampfturbine der „Union“ in Essen.

dem oberen Behälter x bewirkt. Die durch die stehende Welle durchtretende Oelmenge kann durch ein Ventil y im unteren Teil des Spurzapfens geregelt werden.

Durch eine Zweigleitung wird auf analoge Art auch das obere Dynamo-Halslager mit Schmieröl versorgt und in den Kreislauf eingeschlossen. Der Oelverbrauch ist damit sehr vermindert.

Die Durchmesser der Laufräder, die Anzahl der Druckstufen und die Verteilung des Wärmegefälles sind bei den stehenden Turbinen so gewählt, dass bei der mittleren minutlichen Umlaufzahl von 3000 jede Stufe einen möglichst günstigen thermodynamischen Effekt erzielt. Mit dem von Stufe zu Stufe anwachsenden Dampfvolumen nimmt auch die Beaufschlagung des Radumfanges immer mehr zu und von dem Augenblicke an, wo die Dampfvolumen eine solche Grösse erhalten, dass die *Pelton*-Schaufelung bei normalen Radgrössen die notwendigen Querschnitte nicht mehr unterzubringen vermag, treten naturgemäss die Vorteile der Reaktionsturbine in den Vordergrund. Durch die allmähliche Verlängerung der Reaktionsschaufelung, die der *Parsons*-Schaufelung ähnlich ist, gegen den Kondensator hin können die rasch zunehmenden Dampfvolumen selbst bei verhältnismässig kleinen Raddurchmessern beherrscht werden, d. h. ihnen genügend grosse Durchgangsquerschnitte zur Verfügung gestellt werden, ohne deshalb den Dampf auf ungünstig hohe Geschwindigkeiten bringen zu müssen.

Fig. 39 zeigt das Reaktionsrad, sowie einen Schnitt durch die Reaktionsschaufelung, deren Befestigung die vollkommenste Betriebssicherheit gewährleistet.

In der Verwendung der Reaktionsturbine liegt ferner die Möglichkeit, bei derselben Stufenzahl und Umfangsgeschwindigkeit kleinere Dampfgeschwindigkeiten zu erzielen als bei Aktionsturbinen. Da die Reibungsverluste mit dem Quadrate der Dampfgeschwindigkeit zusammenhängen, so war die Anwendung des Reaktionssystems auf der Niederdruckseite, wo ohnedies grosse Schaufeloberflächen und grosse Reibungswege vorhanden sind, besonders geboten.

Die Undichtigkeitsverluste, die bei reinen Reaktionsturbinen auf der Hochdruckseite wegen der kurzen Schaufeln verhältnismässig erheblich sind und ganz geringe Spielräume zwischen Schaufelung und Gehäuse bedingen, sind auf der Niederdruckseite, selbst bei reichlichem Spiel, wegen der grossen Schaufellängen nur gering. Diese Verluste sind bei der Union-Turbine auf der Hochdruckseite durch die Anwendung von Zwischenwänden auf den kleinen Umfang an der Welle reduziert. Versuche, die an einer 50 pferdigen zweistufigen Union-Turbine der Fig. 30 bis 32 ersichtlichen Bauart im Februar 1905 angestellt wurden, ergaben bei der Bremsleistung von 51,50 PS_e und einem Dampfdruck vor den Düsen von 11,25 Atm. (absolut) — entsprechend einer Temperatur von 184,1 ^{0} C — bei 3550 minutlichen Umdrehungen einen Dampfverbrauch von 10,60 kg und bei 50,86 PS_e Bremsleistung, 3542 minutlichen Umdrehungen und mit überhitztem Dampf von 10,99 Atm. (absolut) Spannung bei 248,3 ^{0} C Temperatur vor den Düsen einen solchen von 9,24 kg für 1 PS_e/Std. (vergl. Z. d. V. d. I. 1905, S. 1048). (Fortsetzung folgt).

Ueber die Bestimmung der variablen Stabkräfte von Fachwerken mit bewegten Lasten.

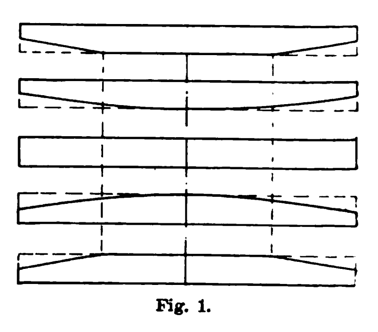
(Dem Manuskript einer Spezial - Abhandlung über Kranträger - Berechnung [1]) entnommen und mit Erweiterungen für Allgemeinen Eisenkonstruktionsbau versehen).

Von **A. Böttcher,** Ingenieur in Hamburg.

Es ist üblich, bei Untersuchungen von Fachwerken für die einzelnen Systemstäbe nur die grössten Kräfte entsprechend der ungünstigsten Laststellung zu ermitteln und dieselben der Festigkeitsrechnung zugrunde zu legen.

Für die Berechnung von Kranträgern (insbesondere Laufkranträgern) und der Unterstützung von Laufkranbahnen ist es vielfach sehr wünschenswert, den Verlauf der Stabbeanspruchungen mit der Laststellung zu kennen, besonders jener Stäbe, die abwechselnd auf Zug und auf Druck beansprucht werden.

Es ist der Zweck der folgenden Ausführungen, eine Methode bekannt zu geben, welche gestattet, in einfacher Weise ohne besondere theoretische Kompliziertheiten die beabsichtigten Stabkraftdiagramme zu entwickeln, und die vielleicht für manchen Konstrukteur willkommen ist, dessen Tätigkeit verhältnismässig selten das Gebiet der Eisenkonstruktionen streift, der aber doch bisweilen vor der Aufgabe steht, Untersuchungen von Fachwerken auszuführen. Die moderne Entwicklung des Kranbaues führt in vielen Werken zur Neubeschaffung von Kranen erhöhter Leistung, die auf vorhandenen Kranbahnen laufen sollen, und hier liegt häufig die Frage vor, ob die Konstruktion den gesteigerten Ansprüchen genügt; die nachstehend erläuterte Methode dürfte besonders auch für derartige Untersuchungen von Wert sein. Es sei noch besonders darauf hingewiesen, dass sie sich aus ganz bekannten Einzelheiten zusammensetzt und mit einfachsten Mitteln vollständig zu beherrschen ist. Für die Untersuchung ist es ganz gleich, ob der Träger gerade oder geschwungene Gurtungen (Fig. 1) hat, auch die Art des Fachwerksystems (Fig. 2A) bedingt bei der Untersuchung keine besonderen Hilfsmittel.


Fig. 1.

Die Methode soll zunächst an einem einfachen Beispiel erläutert und die Erläuterung durch einige, der Praxis entnommenen Beispiele später ergänzt werden.

Ein Fachwerkträger nach System Fig. 2A sei durch eine bewegte Einzellast P belastet (Fig. 3). Die Einzellast werde nach der Reihe über die Knotenpunkte a—e gestellt, und für jede Laststellung in bekannter Weise nach Feststellung der Auflagerreaktion der Kräfteplan entwickelt, indem man, von der Auflagerreaktion ausgehend, schrittweise die Zerlegung nach den Stabrichtungen vornimmt. Die letzte Linie des Kräftezuges muss durch den Anfangspunkt hindurchgehen, die Erfüllung dieser Bedingung liefert eine scharfe Kontrolle für die Genauigkeit der Zeichnung.

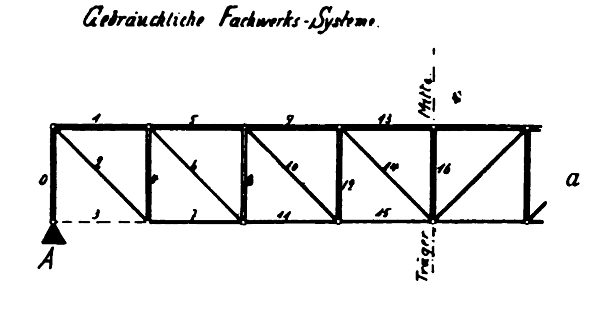
Nach Fertigstellung der Kräftepläne stellt man eine

[1]) *Böttcher*, Krane, ihr allgemeiner Aufbau nebst maschineller Ausrüstung, die Eigenschaften ihrer Betriebsmittel und die Berechnung und Ausführung ihrer Tragekonstruktionen. München. Verlag von R. Oldenbourg.

graphische Tabelle zusammen (Fig. 4), welche getrennt die Stäbe der Unter- und Obergurtung und die Zwischenglieder enthält. Für jeden Stab zeichnet man eine Abszissenachse ein, von welcher ab man den Laststellungen entsprechend die denselben zugeordneten Stabkräfte, welche den Kräfteplänen entnommen werden, in geeignetem Massstab aufträgt, und zwar Druckbeanspruchung nach abwärts, Zugbeanspruchung nach aufwärts. In Fig. 4 ist die punktierte Linie die Abszissenachse für die variablen Stabkräfte. Zu bemerken ist, dass infolge der Symmetrie des angenommenen Trägers zur Trägermitte nur die Kräftepläne für die Hälfte der Laststellungen erforderlich

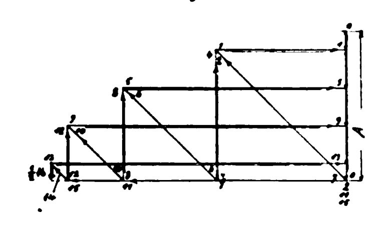
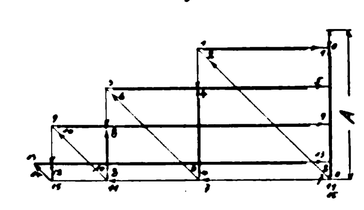
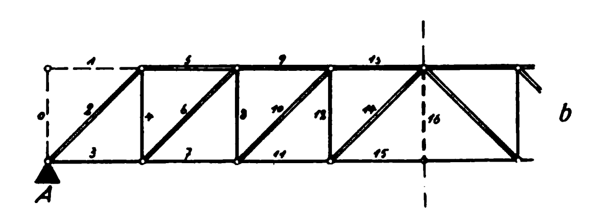
für Stellung der Last in den Knotenpunkten a bis i bestimmt, die Endpunkte liegen auf dem gestrichelten Linienzug $a\ m\ i$, für Stellung der bewegten Last P in f sei die Stabkraft K_f, für Stellung in g, K_g. Nach der allgemein üblichen Vorstellung der Fachwerksysteme, welche die einzelnen Systemglieder durch Gelenke miteinander verbindet, wird bei Stellung von P zwischen f und g, z. B. in n, im Knotenpunkt f ein Druck

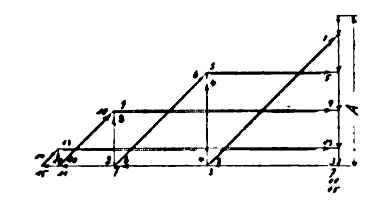
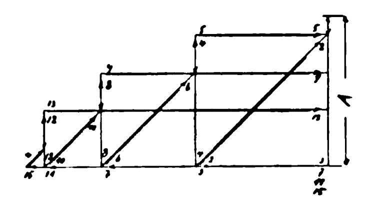
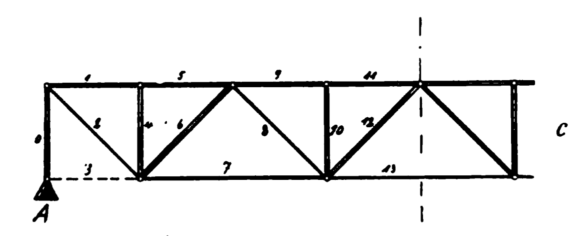
$$P_f = P \cdot \frac{\overline{ng}}{\overline{fg}}$$



Eigengewicht concentriert in den Knotenpunkten

des Obergurts. des Untergurts.

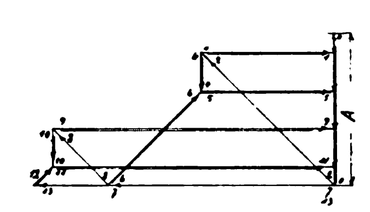
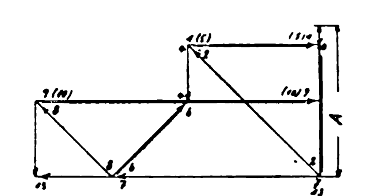
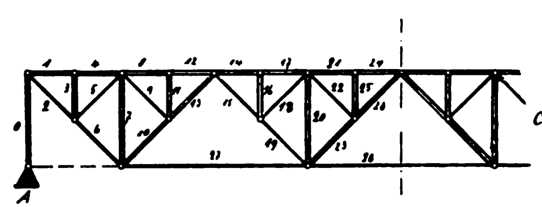




Fig. 2 A.

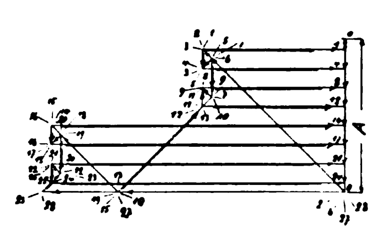


Fig. 2 B.

sind. Denselben sind alle Stabkräfte, für sämtliche Knotenpunkte als Laststellung, zu entnehmen.

Wenn man die so gefundenen Stabkräfte (die ja einstweilen nur für die Knotenpunktsstellungen der Last bestimmt sind) in den Diagrammen sich genauer ansieht, so findet man, dass die Endpunkte sämtlicher Ordinaten auf geraden Linien liegen, die für jeden Stab sich zu einem gebrochenen Linienzug vereinigen lassen. Es scheint hiernach, als ob die Stabkräfte auch für die Zwischenstellungen der Last nach geraden Linien verlaufen. Das ist tatsächlich der Fall und darin liegen die vielseitige Anwendbarkeit und die ausserordentliche Einfachheit der vorliegenden Methode begründet.

Der geradlinige Verlauf der Diagrammlinie lässt sich wie folgt beweisen:

In Fig. 5 seien die Stabkräfte eines Systemgliedes

und im Knotenpunkt g ein Druck

$$P_g = P \cdot \frac{\overline{nf}}{\overline{fg}}$$

ausgeübt; beide Drucke haben auf das System die gleiche Wirkung wie die Kraft P bei Stellung in n. Nach den Entwicklungen der Kräftepläne der Fig. 3 erzeugt P_f in dem betrachteten Stab eine Stabkraft

$$K'_f = K_f \cdot \frac{P_f}{P}$$

und P_g gleichzeitig eine Kraft

$$K'_g = K_g \cdot \frac{P_g}{P}$$

Die resultierende Stabkraft, die durch P bei Stellung in

n erzeugt wird, ist gleich der Summe beider Werte, d. h.

$$K_n = K'_f + K'_g = K_f \cdot \frac{P_f}{P} + K_g \cdot \frac{P_g}{P}$$

$$= K_f \cdot \frac{\overline{ng}}{\overline{fg}} + K_g \cdot \frac{\overline{nf}}{\overline{fg}}$$

Wenn man die Endpunkte von K_f und K_g durch eine Gerade miteinander verbindet, wie in Fig. 6 geschehen ist, K_g liegen. Aehnliches lässt sich für sämtliche Diagramme nachweisen, und gilt auch, wenn K_f oder K_g verschiedenes Vorzeichen haben.

Aus dem geradlinigen Verlauf der Diagrammkurven geht hervor, dass die zum Entwurf derselben erforderliche Anzahl Kräftepläne stark beschränkt werden kann; bei einiger Uebung genügen für Träger mit sechzehn Feldern im ganzen zwei bis vier Kräftepläne. In Fig. 3 sind der Vollständigkeit halber die Kräftepläne für alle Knoten-

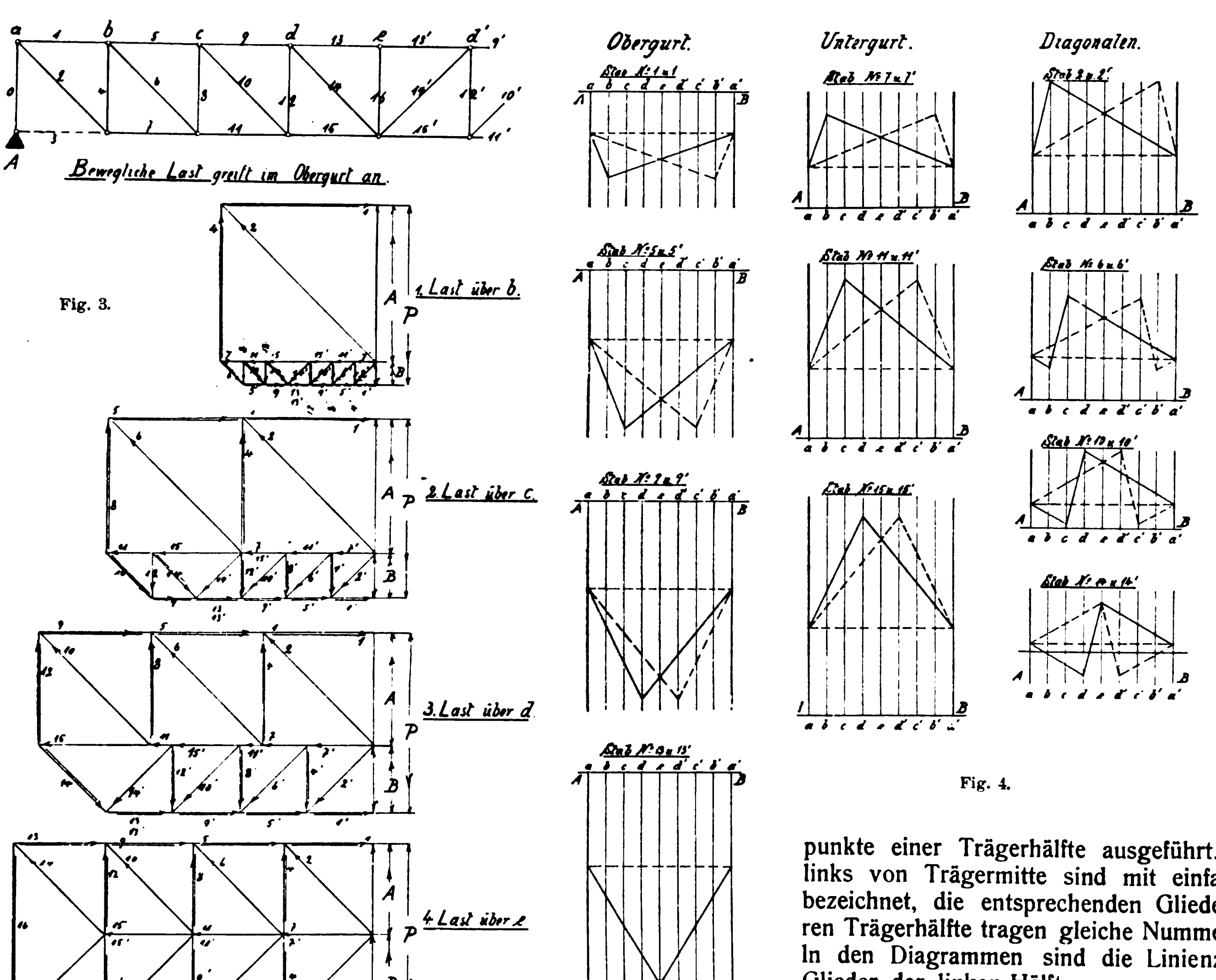


Fig. 3.

Fig. 4.

punkte einer Trägerhälfte ausgeführt. Die Stäbe links von Trägermitte sind mit einfachen Ziffern bezeichnet, die entsprechenden Glieder der anderen Trägerhälfte tragen gleiche Nummer mit Strich. In den Diagrammen sind die Linienzüge für die Glieder der linken Hälfte ausgezogen, für die symmetrisch gelegenen Glieder der rechten Hälfte gestrichelt. Als Nullinien der Ordinaten sind in jedem Diagramm, wie schon oben erwähnt, die gestrichelten Achsen anzusehen, die ausgezogenen Horizontalen beziehen sich auf Eigengewicht, das für die vorliegende Untersuchung ausser Acht bleibt.

Es sei nur der Vollständigkeit halber hier erwähnt, dass für die Berücksichtigung des in den Knotenpunkten konzentriert gedachten Eigengewichtes es nicht gleichgültig ist, ob diese Konzentration in den Knotenpunkten der Ober- oder Untergurtung vorgenommen wird. Es empfiehlt sich häufig, nachdem das Fachwerksystem festliegt, den Kräfteplan für Eigengewicht einmal für Konzentration im Obergurt, das andere Mal für Konzentration im Untergurt zu entwerfen (Fig. 2 B) und aus den Kräfteplänen jeweils die grössten Stabkräfte für die Zwecke der Festigkeitsrechnung zu entnehmen.

Laufkatzen von Kranträgern bilden ein System von meistens zwei Kräften, welche mit unveränderlichem gegenseitigen Abstand über den Träger hin bewegt werden. Jede dieser Kräfte ruft unabhängig von der anderen Stabkräfte hervor, welche in ihrem Verlauf durch die Diagramme der Fig. 4 dargestellt werden. Für jeden Stab addieren sich in jedem Moment die Einflüsse beider Lasten

und eine Diagonale, z. B. $f'g$ zieht, so ist in dem unteren Dreieck

$$\overline{nx} = K_f \cdot \frac{\overline{ng}}{\overline{fg}}$$

und in dem oberen Dreieck

$$n'x = K_g \cdot \frac{\overline{n'f'}}{\overline{f'g'}}$$

oder, was dasselbe ist

$$\overline{n'x} = K_g \cdot \frac{\overline{nf}}{\overline{fg}}$$

Da nun durch Addition von nx und $n'x$ folgt, dass

$$\overline{nx} + \overline{n'x} = K_f \cdot \frac{\overline{ng}}{\overline{fg}} + K_g \cdot \frac{\overline{nf}}{\overline{fg}} = K_n,$$

so muss der Endpunkt von K_n unabhängig von der Wahl der Vertikale n stets auf der Verbindungslinie von K_f und

zu einer resultierenden Stabkraft. Es ist zweckmässig, dieselbe in Abhängigkeit von der Stellung eines Lauf-

Fig. 5.

Fig. 6.

katzenrades darzustellen, und zwar soll für die folgenden Entwicklungen das linke Rad genommen werden. Nimmt man vorläufig beide Raddrücke als einander gleich an, so kann man für eine bestimmte Stellung des linken Rades die Gesamtbeanspruchung eines Stabes finden, wenn man berücksichtigt, dass die Stabkraft, welche das andere Rad erzeugt, an einer Stelle aus dem Diagramm (Fig. 4) zu entnehmen ist, welche um den Radstand weiter nach rechts liegt. Um Irrtümer in der graphischen Addition beider Raddrücke zu verhüten, rückt man zweckmässig das Diagramm des rechten Rades soweit nach links, bis der dem linken Rad zugeordnete Wert in die gleiche Ordinate fällt, d. h. man zeichnet ein zweites Diagramm, welches gegen das erste um den Radstand nach links verschoben ist, und erhält alsdann durch einfache Addition der in derselben Ordinate liegenden Einzelwerte beider Diagramme die resultierende Stabkraft, erzeugt durch die beiden Raddrücke, in Abhängigkeit der Stellung vom linken Rad. Das ist in Fig. 7 geschehen; die Einzeldiagramme entsprechen den Diagrammen der Fig. 4, nur sind die Ordinaten hier in halbem Masstab aufgetragen. Der Radstand der Katze ist der Einfachheit halber gleich der Feldweite des Fachwerks angenommen, doch besteht kein Zweifel, dass die Addition in ebenso einfacher Weise auszuführen ist, wenn Radstand und Fachwerkweite voneinander abweichen, denn es brauchen ja nur die charakteristischen Ordinaten (Ecken und Nullwerte) des zweiten Einzeldiagramms gezeichnet zu werden. Ebenfalls wird der Gang der Entwicklung des resultierenden Diagramms durchaus nicht erschwert, wenn beide Raddrücke der Laufkatze voneinander verschieden sind. Die Kräftepläne werden für einen abgerundeten Wert von P, etwa 1000 kg oder 10 000 kg, entworfen. Die für jedes Rad dann in das Diagramm einzutragenden Werte der Stabkräfte werden aus den Kräfteplänen entnommen und in die Einzeldiagramme in dem Verhältnis eingetragen, in dem der betreffende Raddruck zu der angenommenen Kraft P steht.

Zu Fig. 7 ist noch zu bemerken, dass hier keine Abszissenachse für Eigengewicht, wie in Fig. 4, angedeutet ist.

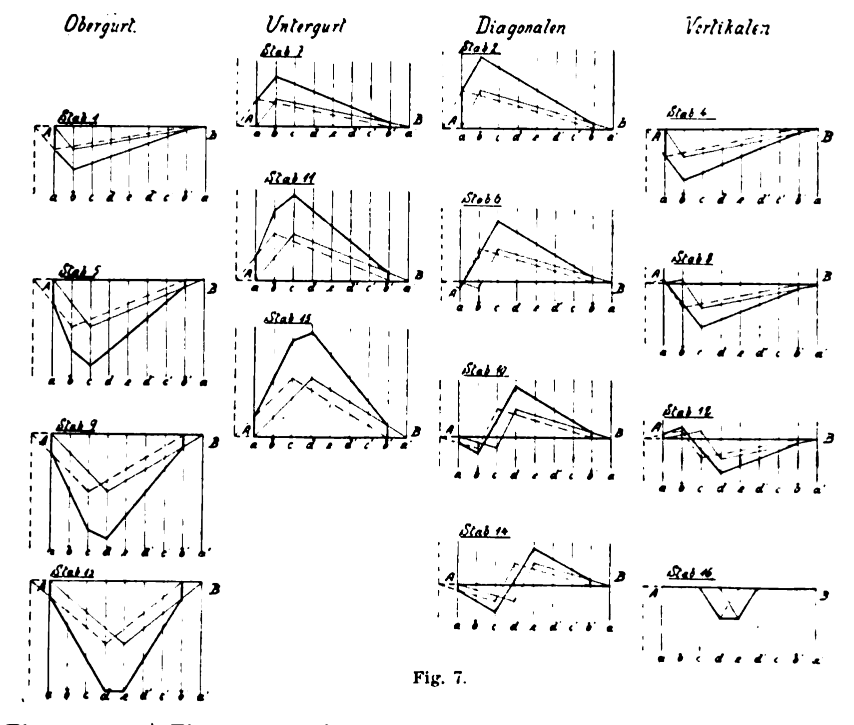


Fig. 7.

(Schluss folgt).

Das mechanische Blasen von Tafelglas nach P. Th. Sievert.

Von Dr. **Wendler.**

Eine eingehende Darstellung des Glasblaseverfahrens von *P. Th. Sievert* ist in D. p. J. 1901, Bd. **316**, S. 261, gegeben worden. Von einem eigenartigen technologischen Grundgedanken ausgehend, entwickelt sich das Verfahren in vielseitiger Weise und zeigt sich der Anpassung an die verschiedensten Zwecke fähig. Sein eigentliches Gebiet bildet die Herstellung solcher Glasgefässe, welche eine verhältnismässig weite Mündung haben und hier entfaltet es eine solche Leistungsfähigkeit, dass es mit derselben Leichtigkeit das kleine Gerät, z. B. Becher, Schalen, Teller usw., wie Glasbehälter von bisher unerreichten Abmessungen, Akkumulatorenkästen, Badewannen, Bottiche liefert. Es ist aber klar, dass die Möglichkeit, der Industrie Glasbehälter von bisher ungekannten Grössen zu liefern, nur langsam nutzbar gemacht wird, da die Fälle, in denen bisher aus anderen Materialien hergestellte Behälter mit Vorteil durch gläserne zu ersetzen sind, erst nach und nach erkannt werden. Der Erfinder war aber in der glücklichen Lage, diese Entwicklung nicht abwarten zu müssen, sondern sah sich vor die lohnende Aufgabe gestellt, sein Verfahren für einen besonderen Fall weiter auszubilden, in welchem schon früher sehr grosse Glashohlkörper gebraucht und hergestellt wurden, nicht zum Selbstzweck, als Enderzeugnis, sondern als Zwischenglied, nämlich für die Fabrikation von Tafelglas oder Fensterglas. Es dürfte bekannt sein, dass unser Fensterglas in der Weise gewonnen wird, dass an der Glasbläserpfeife die Glaswalze geblasen wird, ein zylin-

drischer oben und unten durch runde Kappen geschlossener Glaskörper, je nach der Arbeitsweise von durchschnittlich etwa 0,3 m Durchmesser und 1,5 m Länge oder 0,5 m Durchmesser und 1,2 m Höhe. Die untere Kappe wrd im Feuer geöffnet und zur Zylinderform ausgeweitet, die obere Kappe abgeschnitten, darauf der Hohlzylinder kalt der Länge nach aufgeschnitten und in einem Wärmeofen (Streckofen) soweit erweicht, dass er zu einer Tafel, der Fensterscheibe, ausgestreckt werden kann. Dieses seit altersher ausgebildete Verfahren hat sich bekanntlich bis in die Jetztzeit neben dem jüngeren Walzverfahren behauptet, bei welchem die Glasschmelze auf einen Stahltisch ausgegossen und durch eine Walze zur Tafel ausgebreitet wird. Dieses Walzverfahren liefert aber einmal nur Platten von beträchtlicher Dicke (von mindestens 5 mm), welche für Flügelfenster zu schwer und für Schaufenster deshalb nicht ohne weiteres verwendbar sind, weil ihre Oberfläche der des getriebenen Metalles gleicht. Das Rohglas ist daher nur durchscheinend und muss, um die mächtigen und blitzblanken Scheiben unserer Auslagen zu liefern, einer zeitraubenden und kostspieligen Schleif- und Polierarbeit unterworfen werden. Das geblasene Tafelglas aber vereinigt von Haus aus Hochpolitur mit geringer Dicke und geringem Gewicht.

Obgleich aber das Gewicht einer Glaswalze nur wenige Kilogramme (je nach Wandstärke 10—15 kg) beträgt, stellt die Tafelglasbläserei doch ganz ausserordentliche Anforderungen an die Körperkraft und Gewandtheit des Glasbläsers, welche zusammen mit der starken Anstrengung der Lungen und den Wirkungen von Ofenhitze und Zug den Bläser rasch verbrauchen. Wenngleich im Verhältnis hierzu der Lohn der Bläser nicht hoch ist, stellt er an sich einen bedeutenden Betrag dar und macht einen grossen Teil der Herstellungskosten aus, Grund genug, um immer aufs neue Versuche anzuregen, die handwerksmässige Bläserei durch ein mechanisches Verfahren zu ersetzen. Diese Bestrebungen reichen schon Jahrzehnte zurück, haben aber im Jahre 1902 einen erneuten kräftigen Anstoss erhalten, als der amerikanische *Window Glass Trust* in Pittsburg ein von dem Glastechniker *Lubbers*[1]) ausgearbeitetes Verfahren zur mechanischen Fensterglaserzeugung aufnahm und mit wahren Reklamefanfaren in Szene setzte. Die Zwischenzeit hat erwiesen, dass den grossen Worten eine gleich grosse Tat nicht zur Seite stand, und die Glasindustrien Europas haben sich von der anfänglichen Verblüffung, um nicht zu sagen Panik, erholt. Auf dem Schauplatz der Erfindungen aber hat sich seitdem ein fieberhafter Wettstreit entwickelt, um den Grundgedanken, auf welchem die *Lubbers*sche Erfindung beruht, zu einem leistungsfähigen Verfahren auszubilden. Dieser Grundgedanke ist übrigens nicht das Eigentum von *Lubbers*, sondern lange vor ihm (mindestens schon von *Thomas Parish*, 1881) ausgesprochen worden und ist folgender:

Wenn man einen metallenen Stab oder einen Ring in wagerechter Lage in geschmolzenes Glas eintaucht und darauf langsam anhebt, so bleibt an den Metallstücken eine Schicht Glas hängen von Tafel- bezw. Zylinderform, welche allmählich fester wird — besonders wenn man die Abkühlung künstlich unterstützt — und imstande ist, am unteren Rande weiteres Glas aus der Schmelze herauszuheben. Die Glastafel bezw. der Glaszylinder setzt sich also an der Wurzel, dort wo er die Schmelze berührt, von selbst fort. Dieses Verfahren wird häufig aber wenig treffend „Ziehverfahren", richtiger „Aushebeverfahren" bezeichnet. Hat man durch Ausheben einen Zylinder gewonnen, so wird derselbe wie die durch Blasen gewonnene Glaswalze durch Aufschlitzen und Strecken in Tafelglas verwandelt. Bei dem Ausheben von Zylindern verwendet man als „Fangstück" in der Regel nicht einen Ring, sondern einen runden Deckel mit abwärts gerichteten Rändern, welcher den oberen Abschluss des mit den Deckelrändern gefangenen und ausgehobenen Zylinders bildet und mit einer Pressluftleitung versehen ist, um Luft in den Zylinder einzublasen und das Zusammenfallen oder Zusammengedrücktwerden desselben zu verhindern. Es würde zu weit führen in die Einzelheiten dieser mit dem *Sievert*schen Verfahren in Wettbewerb stehenden Arbeitsweisen einzudringen. Es genüge festzustellen, dass bei dem Verfahren von *Lubbers* und dem *Window Glass Trust* Glaswalzen ausgehoben werden. So widersprechend die Angaben über die Leistungsfähigkeit des Verfahrens lauten, so scheint doch soviel sicher zu sein, dass es in den Hütten des *Window Glass Trust* industriell ausgeführt wird. *A. Jungers* berichtet im „Moniteur de la Céramique" 1905, No. 4, S. 37, dass der Trust in sieben Hütten mit vierzehn Wannen, welche sonst mit 717 Bläsern besetzt waren, jetzt 122 Aushebemaschinen im Gange hat, welche ein der Arbeitsleistung von 650 Bläsern entsprechende Menge Fensterglas liefern.

Diese Erzeugung erfordert bei Handarbeit insgesamt 1950 Mann (650 Bläser und 1300 Hilfsmannschaft), bei Maschinenarbeit 624 Mann. Die Leistung einer Maschine berechnet sich aus den von *Jungers* angegebenen Zahlen auf etwa 2700 qm in sechs Tagen. Mögen diese Angaben verbürgt sein oder nicht, so ist doch soviel sicher, dass die durchschnittliche Güte des Maschinenerzeugnisses beträchtlich hinter der des inländischen von Hand gearbeiteten Fensterglases zurückbleibt.

In Europa ist in neuerer Zeit das Aushebeverfahren durch *Fourcault* in Belgien wieder aufgenommen und verbessert worden. *Fourcault* hebt nicht Walzen mit Hilfe eines ringförmigen Fangstückes, sondern Tafeln mit Hilfe eines stabförmigen Fangstückes aus. Der erstarrte Anfang der Glastafel wird darauf zwischen Asbestwalzen gefasst und in einem Kühlschacht emporbewegt, an dessen oberen Ende die Tafel in passenden Längen abgeschnitten wird, während sie unten aus der Schmelze beständig herauswächst. Die Hebegeschwindigkeit ist eine sehr geringe, dem Auge kaum wahrnehmbare. Indessen ist nicht allein die so sehr geringe Leistung der Menge nach die Schwäche des Verfahrens, als die geringe Güte des Erzeugnisses.

Es liegt nun der Gedanke nahe, dass bei wirklich erheblich herabgesetzten Gestehungskosten auch ein der geringeren Qualität entsprechend herabgesetzter Verkaufspreis noch lohnenden Gewinn ergeben könnte. Diese Rechnung trifft indessen infolge der besonderen Verhältnisse unserer Tafelglasindustrie im allgemeinen nicht zu. Die Arbeit des Tafelglasbläsers und die anschliessende Streck- und Kühlarbeit ist so vielen unvermeidlichen Zufälligkeiten ausgesetzt, dass nur ein Teil des erzeugten Fensterglases auch in der bestgeleiteten Hütte tadellos oder gut ist. Ein ganz erheblicher Teil der Erzeugung ist durch Schlieren, Buckeln, Luftbläschen, Kratzer im Glase entstellt und muss wohl oder übel als geringe Qualität zu Preisen auf den Markt gebracht werden, die einen lohnenden Gewinn nicht lassen oder überhaupt nichts abwerfen. Die Sache steht also im ganzen so, dass die guten Qualitäten das Ertrag bringende Erzeugnis darstellen und die geringen einen Einnahmeausfall erzeugen, der, so gut es geht, niedrig gehalten wird. Mechanische Verfahren also, welche nur geringe Sorten Fensterglas erzeugen, stehen im Wettbewerb mit dem Ausschuss der Handbläserei, der unter allen Umständen und schlimmsten Falles zu jedem Preise losgeschlagen werden muss, ein

[1]) Das Verfahren geht vielfach unter dem Namen *Chambers*, der aber nur Leiter des Trusts war, nicht Erfinder ist.

Verhältnis, das die Preisbildung des nach dem Aushebeverfahren gewonnenen Glases von Anfang an auf die abschüssige Bahn zu drängen geeignet ist.

Nur scheinbar führt übrigens diese Erörterung vom Thema ab. Sie ist notwendig, weil sie den Masstab aufzeigt, der an die Beurteilung eines neuen mechanischen Tafelglasverfahrens gelegt werden muss, also auch an das hier eigentlich in Frage stehende *Sievert*sche Blaseverfahren.

Wie schon früher angegeben, ist das *Sievert*sche Verfahren ein Blaseverfahren, bei welchem aus einer am Ende einer Pressluftleitung angesammelten Glasmasse durch Einblasen von Luft eine Glasblase, in diesem besonderen Falle von Walzenform hergestellt wird. Das Besondere des *Sievert*schen mechanischen Blaseverfahrens gegenüber der Handbläserei liegt, wie erinnerlich, darin, dass der Glasposten zunächst zu einer Schicht oder Schwarte ausgebreitet wird, deren Umriss dem Grundriss

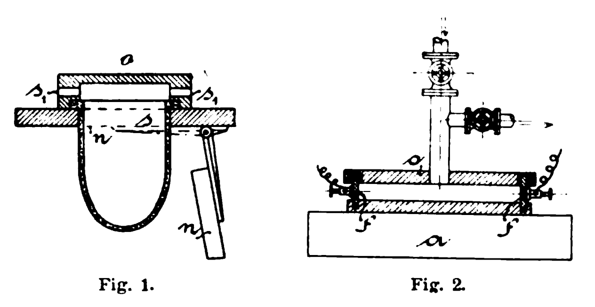


Fig. 1. Fig. 2.

des zu blasenden Körpers an der Mündung entspricht. An diesem Umriss wird die Glasschwarte mit einem kongruenten Rahmen festgehalten und innerhalb des Rahmens durch ein Druckmittel, in der Regel Pressluft, ausgedehnt. Die aus dem früheren Aufsatz wiederholten Fig. 1 und 2 veranschaulichen das Gesagte.

Die Oeffnung *s* einer Grundplatte (Fig. 1) ist zunächst durch einen an der Platte angelenkten Deckel *n* verschlossen. Die der Oeffnung entsprechend umrissene, aber etwas grössere feurig-bildsame Glasschwarte wird auf dem Deckel *n* ausgebreitet oder anderweit vorbereitet und über den Deckel gelegt. Darauf wird der Rahmen *o* aufgedrückt, so dass seine Ränder die Ränder der Glasschicht festklemmen, und der Deckel *n* dann entfernt. Hierbei fängt die Glasschicht in der entstandenen Oeffnung durchzusinken an und ihre Ausdehnung zu einem Hohlkörper wird durch Einblasen von Pressluft durch Zuführungen s_1 zwischen Deckel *o* und Glasschicht vollendet.

Bei der Anordnung nach Fig. 2 wird die auf einer Unterlage *a* liegende Glasschwarte, welcher z. B. durch Einebnen in einer flachen Vertiefung die gewünschte Dicke und Umriss gegeben worden ist, an den abwärts stehenden Rändern *f* des Blasdeckels *o* angeheftet, indem diese Ränder zunächst glühend gemacht worden sind, damit das Glas daran zu haften vermag. Zur Erhitzung des Randes ist derselbe in der Figur isoliert gelagert und mit einer Stromzuleitung versehen, so dass er durch elektrische Widerstandserhitzung zum Erglühen gebracht werden kann. Selbstverständlich kann das Anwärmen des Rahmens aber auch im Feuer geschehen. — Um nun dieses Blaseverfahren zur Erzeugung von Tafelglaswalzen brauchbar zu machen, waren zwei Hauptschwierigkeiten zu überwinden. Einmal musste die in der anfänglichen Glasschwarte vorhandene Glasmasse zu einem im Verhältnis zu seinem Durchmesser beträchtlich langen Zylinder ausgedehnt werden, und zwar zu einem Zylinder von ganz gleichmässiger Wandstärke. Ferner musste dafür gesorgt werden, dass die Walze sich der reinen Zylinderform möglichst vollkommen annäherte, ohne dass aber eine Blaseform zu Hilfe genommen wurde, welche die „Feuerpolitur" des Glases verdorben haben würde. Im Zylinder etwa vorhandene Beulen usw. liefern beim Ausstrecken ein entsprechend unebenes, faltiges Tafelglas. Die Versuche ergaben, dass eine der überlieferten Tafelglasbläserei angenäherte Arbeitsweise Erfolg versprach, nur dass die Arbeit wegen der zu bewältigenden möglichst grossen Glasmassen einer Maschine übertragen wurde, welche in Fig. 3 schematisch dargestellt ist. *i* ist eine runde Platte, welche um die am unteren Ende des Bügels *g* befindlichen Zapfen so gedreht werden kann, dass ihre Unterseite nach oben kommt. In dieser Stellung wird die zu einer Walze nötige Glasmenge aufgegossen und am Herabfliessen durch den Rand *k* gehindert. Der Rand *k* wird mittels eines hindurchgeschickten elektrischen Stromes (s. Transformator *l*) erhitzt, so dass das Glas daran haftet. Nunmehr wird die Platte *i* wieder nach unten gedreht, wobei die vom Rande *k* gehaltene Glasschicht

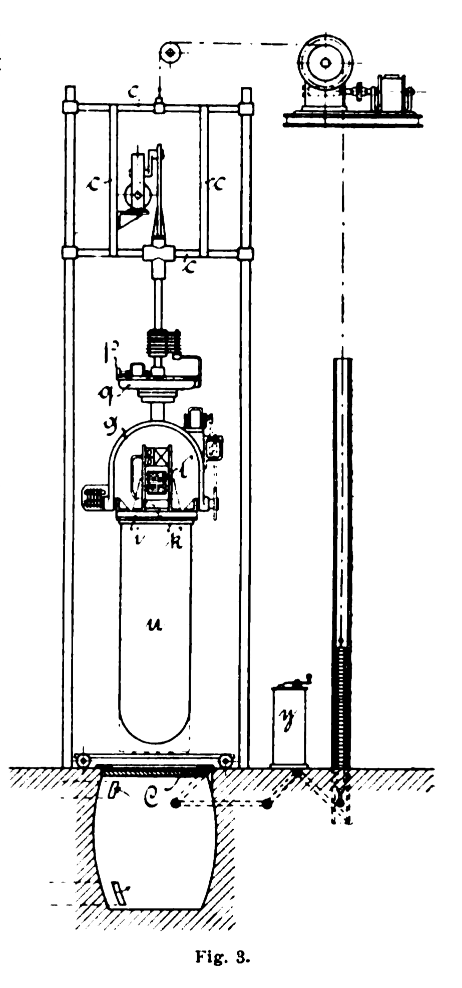


Fig. 3.

sich in der Mitte von der Platte *i* ablöst und gleich einem Beutel nach unten hängt. Bis hierher entspricht das Verfahren dem an Fig. 1 und 2 erläuterten. Um den Beutel zu der Walze *u* auszurecken, wird durch die Plattenmitte in den Beutel Pressluft eingeblasen und deren Wirkung dadurch unterstützt, dass die Platte mit dem Beutel in Schwingbewegungen (um die Achse *c*) versetzt wird, wodurch die Glasmasse einen Längszug nach unten erfährt. Die genaue Kreisform des Querschnittes wird dadurch erzielt, dass die Walze während des Blasens (durch das Getriebe *p*, *q*) in Umdrehung versetzt wird. Alle hierzu nötigen Maschinenbewegungen werden durch elektrische, von einem gemeinschaftlichen Kontroller *y* aus beherrschte Motoren herbeigeführt. Da die Ausdehnung der Walze bis zu ihrer beträchtlichen Endgrösse Zeit in Anspruch nimmt, ist es nötig, ihre Bildsamkeit durch Anwärmen aufrecht zu erhalten. Bei der hergebrachten Tafelglasbläserei geschieht dies, indem die an der Pfeife sitzende Walze wagerecht in das Glutloch eines trommelförmigen Anwärmeofens eingeführt wird. Hier dagegen ist der Anwärmeofen sehr viel zweckmässiger zu einer unter der Maschine befindlichen Feuergrube ausgebildet. Zweckmässiger, weil die Schwere der Glasmasse während des Anwärmens noch weiter streckend und gerade richtend auf die Walze wirkt. Von Zeit zu Zeit wird der, die Platte *i* tragende Gleitrahmen *c* herabgelassen, wobei die Platte *C* sich selbsttätig verschiebt und die Walze in die Feuergrube eingesenkt wird. —

(Schluss folgt.)

Eine neue Dynamomaschine zur Beleuchtung von Eisenbahnwagen.

Im „Elektrotechnischen Verein" hielt am 14. Febr. 1905 *E. Rosenberg* einen Vortrag über eine neue von der *Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft* gebaute Dynamomaschine zur Beleuchtung von Eisenbahnwagen, dem folgendes entnommen sein soll.

Von den vielen Systemen, die zur elektrischen Beleuchtung von Eisenbahnen schon angegeben wurden, haben nur diejenigen Aussicht auf Erfolg, die jeden Wagen unabhängig von der Lokomotive machen. Es muss also jeder Wagen für sich eine Akkumulatorenbatterie haben, die auch bei zeitweisem Stillstand des Zuges die Beleuchtung zu übernehmen, und eine Maschine, die die Akkumulatoren wieder aufzuladen vermag. Eine solche Dynamomaschine muss nun einen Strom liefern, der unabhängig von der Drehrichtung ist, d. h. mit einer Umkehrung im Laufe des Wagens nicht auch die Stromrichtung umkehrt, und muss eine Spannung geben, die von der Drehgeschwindigkeit nahezu unabhängig ist. Das sind Forderungen, die bei den bisherigen Dynamomaschinen nur mit Hilfe äusserst verwickelter elektromechanischer Konstruktionen zu erreichen waren, die aber von der neuen Dynamomaschine beinahe vollkommen ganz von selbst erfüllt werden.

Wie es möglich ist, von einer Dynamo Strom zu erhalten, dessen Richtung unabhängig vom Drehsinne ist, lässt sich an einem Schema zeigen, das als Vorläufer der Ausführung angesehen werden kann. Fig. 1 zeigt eine schematische Anordnung, bei der zwei Maschinen, eine Hauptmaschine und eine Hilfsmaschine auf derselben Achse nötig sind. Letztere liefert die Erregung F der Hauptmaschine, und wird selbst konstant von einer Akkumulatorenbatterie Q aus erregt (f); ihr Ankerstrom ändert sich also mit der Drehrichtung, während anderseits die Hauptmaschine mit veränderter Drehrichtung umgekehrt erregt wird, demnach konstante Stromrichtung im Anker besitzt. Um mit steigender Stromstärke eine Feldschwächung zu erreichen, durchfliesst der Ankerstrom der Hauptmaschine eine Gegenwicklung f^1 der Hilfsmaschine.

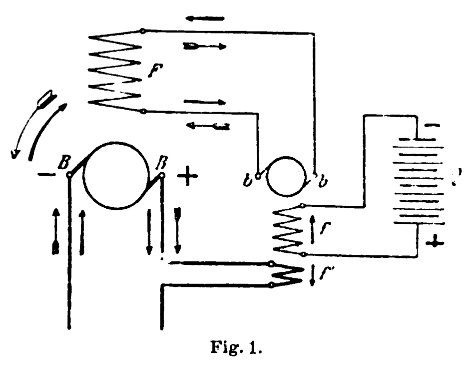
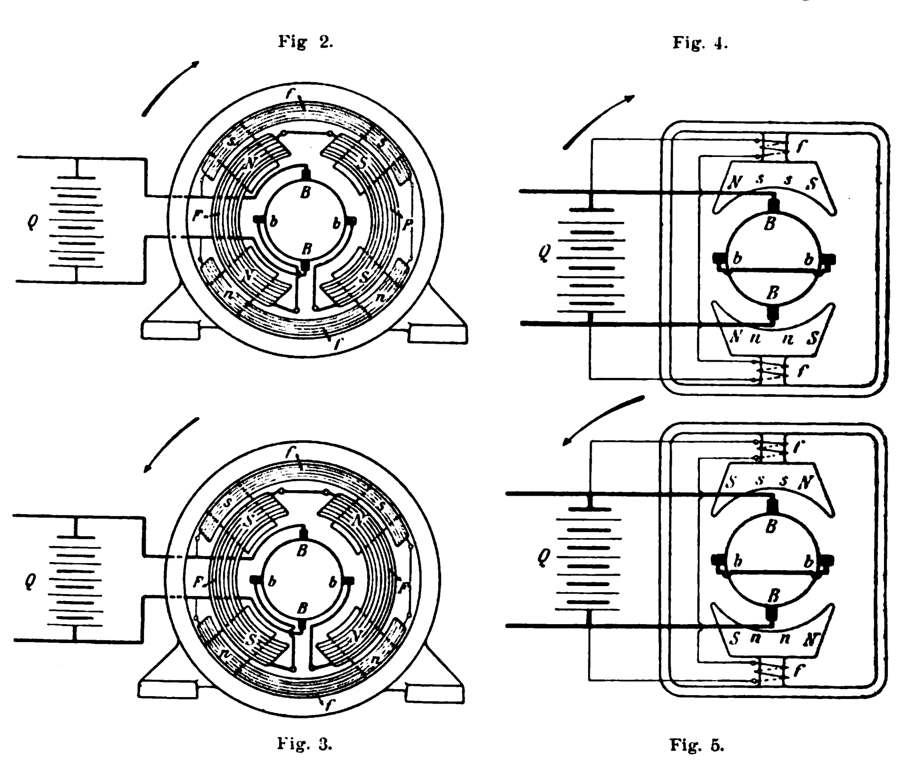


Fig. 1.

Diese beiden Maschinen waren nun in eine einzige zu vereinigen und zu diesem Zwecke musste mit einem zweiten Bürstenpaar ein rechtwinklig zum Hauptfeld stehendes Querfeld ausgenutzt werden. Der Gedanke, eine Maschine mit einem zweiten Bürstenpaar zu benutzen, hat seine Bedenken verloren, seitdem man die guten Erfolge bei den kompensierten Wechselstrom-Kommutator-Motoren gesehen hat.

In den Fig. 2 und 3 sind zwei Maschinen dargestellt, die das Aussehen von vierpoligen Maschinen haben, mit zwei Paar Bürstensätzen und zwei Feldwicklungen, die der Uebersichtlichkeit wegen je zwei Pole umfassend gezeichnet sind.

Die eine, mit f bezeichnete Feldwicklung wird von der Batterie Q aus mit Strom versorgt und macht die beiden oberen Polansätze zu Süd- (s), die unteren Polansätze zu Nord- (n) Polen. Diesem Magnetfelde entsprechen die in dessen neutraler Zone aufgesetzten Bürsten $b\,b$. Der mit diesen Bürsten abgenommene Strom dient zur Erregung der mit F bezeichneten Feldwicklung, welche gegenüber der ersten eine Verschiebung um 90 ° besitzt, so dass z. B. die beiden rechten Pole zu Süd- (S), die beiden linken zu Nord- (N) Polen werden (Fig. 2). Dabei ist eine bestimmte Drehrichtung, rechtsläufig, vorausgesetzt. Bei Umkehrung der Drehrichtung wird durch die konstante (Batterie-) Erregung f an den Bürsten $b\,b$ die Polarität des Stromes umgekehrt, demnach wird bei Linksdrehung die Bezeichnung der Pole der Erregung F sich umkehren (Fig. 3). Diesem mit der Drehung wechselnden Magnetfelde F entsprechen die in seiner neutralen Linie aufgesetzten Bürsten $B\,B$, deren Strom somit unabhängig von der Drehrichtung ist und der Batterie Q bezw. der Erregung f parallel geschaltet sein kann. Die Feldwicklung könnte natürlich auch als zweiphasige Wicklung nach Art der bei Wechselstrommaschinen gebräuchlichen ausgeführt werden, immerhin aber benötigt man viel Kupfer für die Erregung.



Nun ist aber bei jeder Dynamomaschine ausser dem Magnetfeld ein vom Ankerstrom erzeugtes Querfeld vorhanden, das gegenüber dem Primärfelde um 90 °, und zwar in der Drehrichtung voreilend, verschoben ist. Dieses Ankerfeld sucht man wegen seiner verzerrenden, zum Funken Veranlassung gebenden Wirkung in den gewöhnlichen Dynamomaschinen durch alle möglichen Mittel zu verringern. An Stelle eines künstlichen Querfeldes F (Fig. 2 und 3) kann man nun auch dieses natürliche Querfeld benutzen und kommt damit zu einer in Fig. 4 und 5 dargestellten, von der gebräuchlichen Form etwas abweichenden Ge-

staltung einer zweipoligen Dynamomaschine. Die der normalen Dynamo entsprechenden Bürsten $b\,b$ sind in sich kurz geschlossen, während die rechtwinklig dazu aufgesetzten Bürsten $B\,B$ nach aussen geführt sind. Da die Bürsten $b\,b$ kurzgeschlossen sind und trotzdem nicht mehr als den normalen Strom führen dürfen, so braucht das Feld f nur sehr schwach zu sein, da eine sehr kleine im Anker induzierte Spannung genügt, um den normalen Strom im Anker zu haben. Dieser Ankerstrom erzeugt ein um 90^0 gegenüber dem Primärfeld verschobenes Querfeld, das natürlich nun viel grösser ist und zur Folge hat, dass entsprechend der Drehrichtung die Ecken der Polschuhe entsprechend polarisiert werden. Es werden zwar in Wirklichkeit die beiden Felder zu einem Resultierenden sich zusammensetzen, doch kann man unbeschadet der Wirkung auch die einzelnen Felder jedes für sich betrachten. Wie in den Fig. 4 und 5 gezeichnet, haben sich neben den ursprünglichen Polen s—n neue und stärkere Pole S und N gelagert, die mit der Drehrichtung wechseln. Dieses horizontal gerichtete Feld wird also nach den Fig. 6 und 7 neben dem konstanten kleineren Feld $0\,I$ je nach der Drehrichtung nach rechts oder nach links verlaufen, $0\,II$.

Fig. 6. Fig. 7.

Wird den Bürsten $B\,B$ nun Strom entnommen, etwa indem man die Maschine auf einen äusseren Widerstand arbeiten lässt, so entsteht dadurch offenbar noch ein Feld $0\,III$, ein Querfeld, das gegenüber dem erzeugenden Feld $0\,II$ um 90^0 voreilend verschoben ist, gegenüber dem ursprünglichen Feld $0\,I$ demnach um 180^0 voreilt (Fig. 8 und 9).

Fig. 8. Fig. 9.

Ist der der Maschine entnommene Nutzstrom grösser als der in den Bürsten $b\,b$ fliessende Hilfsstrom, so ist natürlich, da beide Felder von den Ankerwindungen erzeugt werden und sich wie die Ströme verhalten, das Feld $0\,III > 0\,II$. Damit nun aber dieser Nutzstrom zustande kommt, muss zu $0\,I$ ein zusätzliches Feld $I\,I'$ kommen, so dass das Ankerfeld $0\,III$ aufgehoben ist. Aus der Bedingung, dass $I\,I' = 0\,III$, würde man nun zunächst veranlasst sein, die zusätzliche Erregung $I\,I'$ durch eine vom Nutzstrom durchflossene Kompoundwicklung liefern zu lassen; aber damit erhielte man eine den gebräuchlichen Dynamos gleiche Maschine, da nunmehr die Spannung entsprechend dem schwachen primären Felde $0\,I$ mit der Geschwindigkeit wachsen würde. Eine Maschine, die parallel zu Akkumulatoren arbeiten soll, wird eine Erregung derart erhalten, dass von vornherein ein Feld $0\,I'$ vorhanden ist.

Um die Wirkung dieser Erregung besser verstehen zu können, muss man die ungefähren Verhältnisse von ausgeführten Maschinen ins Auge fassen. Die für die Erzeugung des primären Feldes erforderliche Erregung $0\,I$ beträgt nur etwa 10 v. H. von der zur Kompensation des Ankerfeldes nötigen Erregung $I\,I'$ bei normalem Strom. Der zwischen den kurzgeschlossenen Bürsten $b\,b$ fliessende Hilfsstrom beträgt dabei etwa 40 v. H. des normalen Nutzstromes. Jede Steigerung des Nutzstromes hat eine Vergrösserung von $0\,III$ zur Folge, dementsprechend muss von der Erregung $0\,I'$ ein grösserer Teil zur Kompensation verwendet werden, so dass als wirksames primäres Feld nur ein kleinerer Rest als vorher übrig bleibt; damit verringert sich aber das primäre Feld, und damit auch der Hilfsstrom in den Bürsten $b\,b$. Mit der Verringerung des Feldes $0\,II$ muss aber der Strom $0\,III$ kleiner werden (konstanten äusseren Widerstand vorausgesetzt). Die Maschine reguliert sich also ganz von selbst auf konstanten Strom ein. Diese eigentümliche Wirkung kommt zustande, weil das primäre Feld die Differenz von zwei nahezu gleichen Grössen ist ($0\,I = 0\,I' - 0\,III$).

Wächst in einer solchen Maschine die Tourenzahl von der normalen Grösse bis auf ∞, so kann doch der Nutzstrom des Ankers niemals um mehr als 10 v. H. steigen, denn dann ist $0\,III = 0\,I'$ und ein primäres Feld ist nicht mehr vorhanden, also auch kein magnetisierender Strom in den kurzgeschlossenen Bürsten $b\,b$.

Nimmt umgekehrt die Geschwindigkeit etwa um die Hälfte ab, so hat anderseits der Nutzstrom das Bestreben, abzunehmen. Hat er aber nur um 10 v. H. abgenommen, so ist das Primärfeld gleich um das Doppelte gewachsen und damit auch der in den kurzgeschlossenen Bürsten $b\,b$ fliessende Magnetisierungsstrom.

Wie man sieht, liefert eine solche Maschine von der höchsten Geschwindigkeit an bis nahezu auf Stillstand herunter konstanten Strom, erinnert daher an das Verhalten einer kurzgeschlossenen Drehstrommaschine, bei der auch, falls sie nur auf normalen Nutzstrom erregt ist, die Instrumente, Amperemeter und Voltmeter, bei abnehmender Geschwindigkeit bis nahezu auf Stillstand fast ruhig stehen.

Das Verhalten des Stromes einer solchen Maschine in Parallelschaltung mit einer Akkumulatorenbatterie bei

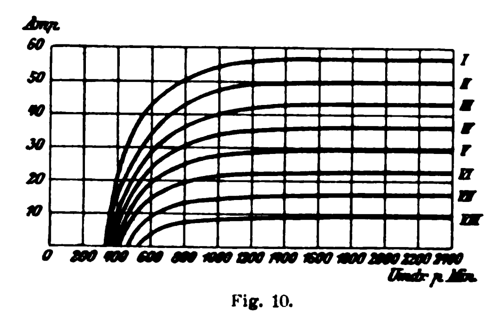


Fig. 10.

veränderlicher Geschwindigkeit ist aus Fig. 10 zu ersehen, bei der die einzelnen Kurven verschieden starker Erregung entsprechen. Zwischen 300 und 500 Umdrehungen wird die Spannung der Akkumulatorenbatterie bei allen Erregungen erreicht und zwischen 700 und 800 Umdrehungen stellt sich eine konstante Stromstärke ein. Mit

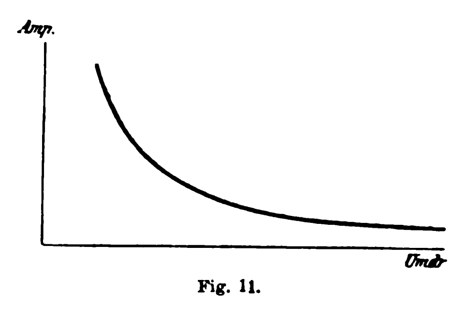


Fig. 11.

einer bestimmten Einstellung der Nebenschlusserregung ist praktisch eine bestimmte Stromstärke der Maschine eingestellt.

Fig. 11 zeigt die Abhängigkeit des Magnetisierungsstromes zwischen den kurzgeschlossenen Bürsten von der Geschwindigkeit, bei konstant gehaltener Spannung, eine

Kurve, die annähernd hyperbelartig verläuft. Damit der Hilfsstrom keine zu grossen Werte annimmt, werden in den magnetischen Stromkreis grosse Widerstände, also geringe Querschnitte am Schenkel und Joch eingeschaltet. Bei ganz geringer Geschwindigkeit nimmt der Hilfsstrom wieder ab, die Spannung der Maschine sinkt unter die der Akkumulatorenbatterie, es muss also dafür gesorgt werden, dass kein Strom aus der Batterie in die Maschine eintritt, etwa durch einen Rückstromschalter oder noch besser durch eine Aluminiumzelle.

Fig. 12 zeigt Strom und Spannung der Maschine bei konstanter Erregung, beim Arbeiten auf einen kon-

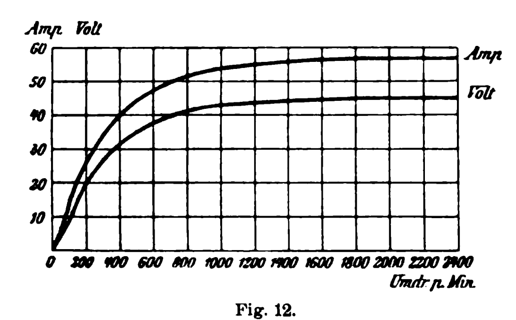


Fig. 12.

stanten äusseren Widerstand. Beide Kurven gehen natürlich durch den Nullpunkt.

Mit Berücksichtigung der Uebersetzungsverhältnisse einer an einem Eisenbahnwagen montierten Maschine entsprechen 345 Umdrehungen der Maschine etwa 15 km Fahrgeschwindigkeit, so dass bei dieser geringen Geschwindigkeit schon Strom in die Batterie geliefert wird (Kurve *I*, Fig. 10). Bei 460 Umdrehungen, entsprechend 20 km Fahrgeschwindigkeit, beträgt der Strom schon die Hälfte des normalen, bei 690 Umdrehungen, entsprechend 30 km Fahrgeschwindigkeit, ist der Strom bereits $^4/_5$ des Höchstwertes, und zwischen 800 und 2300 Umdrehungen, entsprechend 35 bis 100 km/St., ändert sich der Strom nur mehr um 12 v. H.

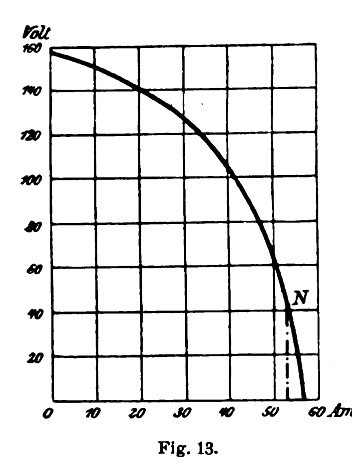


Fig. 13.

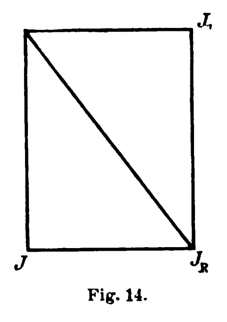


Fig. 14.

In Fig. 13 ist die Spannungscharakteristik der Maschine bei konstanter Erregung und konstanter Geschwinschwindigkeit, aber veränderlichem äusseren Widerstand gegeben. *N* entspricht etwa dem normalen Zustand. Von hier bis zum Kurzschluss (Spannung *O*) wächst der Strom nur um ein Geringes, dagegen beträgt die Spannung der Maschine bei offenem Stromkreis ein Mehrfaches der Normalen. Die Maschine ist also nicht gegen Kurzschluss, sondern gegen Stromunterbrechung zu sichern, da in diesem Falle der Hilfsstrom unzulässig steigen würde.

Wie bisher zu ersehen war, erfüllt also die Maschine als Zugbeleuchtungsmaschine ganz von selbst eine Reihe von Funktionen, die bisher sehr umständlichen Apparaten übertragen waren.

Da im Anker neben dem Nutzstrom noch der magnetisierende Hilfsstrom vorhanden ist, der, wie in dem oben erwähnten Beispiel, etwa 40 v. H. beträgt, so scheint es zunächst, dass für gleiche zulässige Erwärmung die Ankerkupferquerschnitte grösser gewählt werden müssten, um den 1,4 fachen Strombetrag liefern zu können. In Wirklichkeit aber ist nur zwischen je zwei Bürsten die Summe der beiden Ströme, zwischen je zwei anderen Bürsten dagegen die Differenz der Ströme zu führen. Bezeichnet man also mit *W* den Ankerwiderstand, mit *J* den Nutzstrom, mit J_1 den Hilfsstrom, so ist der *Joule*sche Verlust im Anker

$$\frac{W}{2}(J+J_1)^2+\frac{W}{2}(J-J_1)^2 = W(J^2+J_1^2),$$

also gerade so gross wie bei einem resultierenden Strom

$$J_R=\sqrt{J^2+J_1^2}=\sqrt{J^2+(0{,}4\,J)^2}=1{,}075\,J,$$

d. h. der resultierende Ankerstrom beträgt nur 7,5 v. H. mehr.

Die Ströme setzen sich gerade so zusammen, wie zwei um 90° verschobene Wechselströme (Fig. 14).

Für eine derartig geringe Stromvermehrung brauchte namentlich bei intermittierendem Betrieb keine Rücksicht in der Berechnung genommen werden.

Durch die Magnetschenkel und das Joch geht nur das kleine Primärfeld. Joch und Schenkel können also sehr klein in den Abmessungen gehalten werden. Das Magnetfeld des kurzgeschlossenen Hilfsstromes schliesst sich über die Polansätze hinweg.

Was nun die Kommutierung anbelangt, so sind zunächst die Hilfsbürsten *b b*, obwohl sie in einem sehr schwachen Felde sich befinden, in einer günstigen Lage, denn bei grosser Geschwindigkeit nimmt die Stromstärke sehr ab (Fig. 11), so dass die Reaktanzspannung gering bleibt, bei grosser Stromstärke ist dagegen die Geschwindigkeit klein, so dass die Reaktanzspannung ebenfalls nur gering ist. Die Hauptbürsten befinden sich in bezug auf die Kraftlinien des Sekundärfeldes in der Normalen. Da, wie man aus der später noch erwähnten Fig. 16 ersehen kann, in der Mitte des Pulschuhes eine tiefe Nute vorgesehen ist, so ist auch die Verteilung dieses über die Polschuhe sich schliessenden Feldes bei jedem Drehsinn eine gleichmässige. Dagegen befinden sich die Bürsten mitten im Primärfelde. Diese an sich sehr bedenkliche Stellung ist hier belanglos, denn dieses Feld ist nur so stark, dass ein normaler Kurzschlusstrom entsteht; ob nun dieser Kurzschlusstrom über die Bürsten *b b* sich bildet, oder unter der einzelnen Bürste *B*, ist gleichgültig. Angenommen, vom Primärfelde wird eine gesamte Spannung von etwa 4 Volt für den Ohmschen Abfall in den Windungen, Bürsten und dem Kurzschlussdraht erzeugt, so kommt bei 50 Windungen für eine unter der Bürste *B* kurzgeschlossene Windung nur $^1/_{25}$ Volt in Betracht gegenüber etwa 2 Volt bei einer gewöhnlichen Dynamo mit 100 Volt Spannung.

Für den Wirkungsgrad gilt folgende Betrachtung: Sind die Kupferquerschnitte im Anker entsprechend den resultierenden Stromstärken berechnet, so sind die Ohmschen Verluste im Anker nicht grösser als bei einer normalen Maschine. Ebenso sind die Eisenverluste im Anker gleich gross. Die Verluste in den Magnetspulen sind kleiner, dagegen die Bürstenverluste am Kollektor grösser. Im allgemeinen entspricht der Wirkungsgrad dem bei den modernen Gleichstrommaschinen gebräuchlichen.

In Fig. 15 und 16 ist die Schnittzeichnung einer vierpoligen Maschine gegeben, deren mittlere Spannung 50 Volt und deren Stromstärke 70 Ampere bei einer Geschwindigkeit von 240—1200 Umdrehungen beträgt. Der Anker hat normales Aussehen, nur muss die Bürstenbrücke in je $^1/_8$ des Umfanges Bürsten erhalten. Infolgedessen ist der Bürstenstern in der Mitte des Kollektors angebracht und die Bürsten gehen abwechselnd nach der einen und anderen Seite.

Für den Betrieb gilt das in Fig. 17 angegebene Leitungsschema, wobei *Al* eine Aluminiumzelle andeutet,

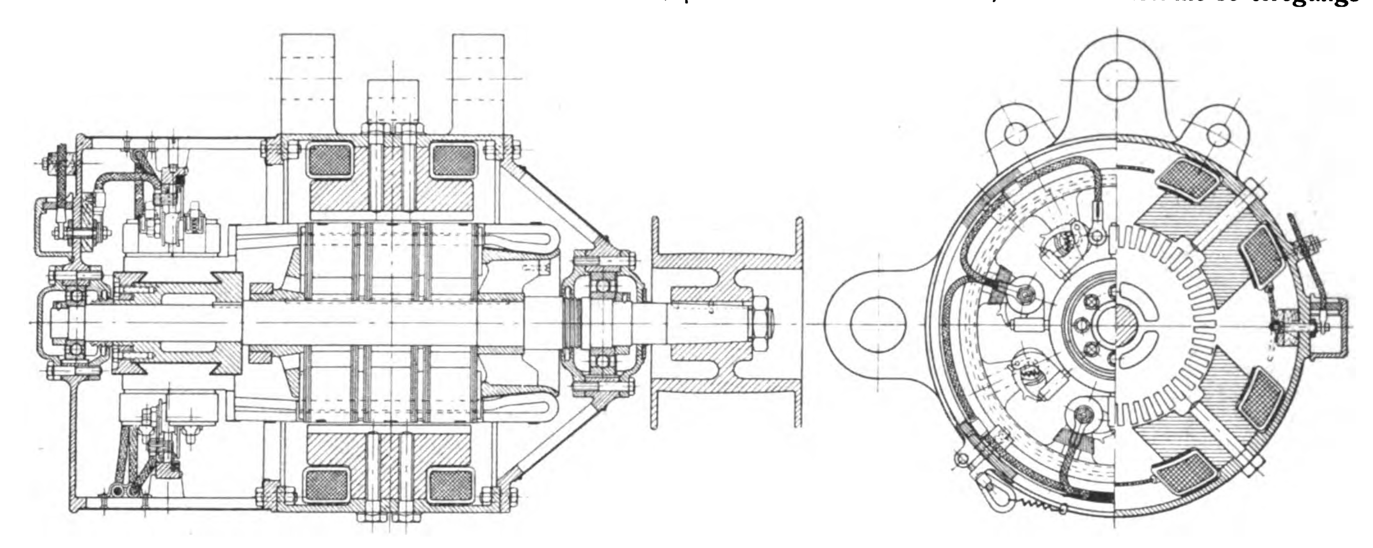


Fig. 15. Fig. 16.

die den Strom nur im Pfeilsinne von den neutralen Elektroden zur Aluminiumplatte hindurchlässt. Jede einzelne Lampe *L* ist noch mit einem der bekannten Eisenwiderstände *W* versehen, der gegen die Spannungsschwankung zwischen Laden und Entladen puffert.

Fig. 17.

Wie bereits oben erwähnt, ist ein Kurzschluss ohne Einfluss auf die Maschine. Damit sie aber auch gegen Stromunterbrechung geschützt ist, etwa wenn eine Hauptstromverbindung reisst oder eine Sicherung herausfällt; und um die dadurch hervorgerufene Spannungssteigerung unschädlich zu machen, so sind in den Erregungsstromkreis der Maschine ebenfalls Eisenwiderstände eingeschaltet, die bei der infolge der Spannungssteigerung anwachsenden Erregerstromstärke durchbrennen, und die Maschine so erregungslos machen.

Zum Schlusse sei noch auf ein eigentümliches Verhalten der als Motor betriebenen Maschine hingewiesen, das ebenfalls ein Analogon in der Wechselstromtechnik hat. Schon oben wurde darauf hingewiesen, dass sich die Maschine wie eine kurzgeschlossene Drehstromdynamo verhält in bezug auf die Unabhängigkeit der gelieferten Stromstärke von der Geschwindigkeit. Die Maschine hat nämlich als Motor kein Anlaufmoment, läuft aber einmal in einer beliebigen Richtung angedreht weiter. Sie verhält sich demnach wie ein Einphasen-Induktionsmotor.

Die Eigenschaften der Maschine machen sie noch für viele Zwecke verwendbar, z. B. für Antrieb durch Wasser- oder Windmühlen, auch ist sie eine ideale Primärmaschine für Serienstromkreise mit konstanter Stromstärke. Endlich kann sie auch in Dreileiteranlagen Verwendung finden, indem man von den Hilfsbürsten den Nulleiter abzweigt.

Bücherschau.

Die Steuerungen der Dampfmaschinen. Von *Carl Leist.* Zweite, sehr vermehrte und umgearbeitete Auflage. Berlin, 1905. Julius Springer.

Man könnte meinen, dass bei dem industriellen Interesse, welches die Dampfturbine auf sich gelenkt hat, die Kolbendampfmaschine nunmehr ihre dominierende Stellung allmählich an ihre neue Nebenbuhlerin verlieren müsste.

Wenn sich die kreisende Dampfmaschine dreier Hauptvorzüge rühmen darf, nämlich der in sich vollkommenen Ausbalanzierung, des Wegfalls gleitender Flächen und damit der Möglichkeit hoher Dampfüberhitzung und grosser Drehzahlen, wie sie besonders die Elektrotechnik erfordert, so sind einige schwerwiegende Nachteile gegenüber der Dampfmaschine mit Kurbelbetrieb auch nicht zu übersehen. Die Stellung der Leit- und Laufraddüsen kann nur der maximalen Dauerleistung ökonomisch günstig angepasst werden; die Frage der Bewegungsumkehrbarkeit ist bis jetzt noch durchaus nicht befriedigend gelöst, was die durchschlagende Verwendung der Dampfturbine als Schiffsmaschine bis jetzt noch wenig erhoffen lässt; auch fehlt es ihr an der raschen Entwicklung grosser Drehmomente, die für die Beherrschbarkeit der Schiffsbewegungen so ungemein wichtig ist. Insbesondere im Schiffsmaschinenbau herrscht auf dem Gebiete der Steuerungen noch eine zu grosse Anhänglichkeit am Ueberlieferten; vielleicht bringt es der Konkurrenzkampf mit der Turbine zuwege, dass die im Landdampfmaschinenbau hochentwickelten Präzisionssteuerungen auch dort nach und nach Eingang finden.

Bei solcher Lage des Dampfmaschinenbaues ist es durchaus gerechtfertigt und mit Freude zu begrüssen, dass das oben genannte Werk in zweiter, sehr vermehrter und umgearbeiteter Auflage unter Beibehaltung der Vorzüge der ersten erschienen ist.

Der Umfang und Inhalt des Werkes gibt einen Begriff davon, dass der Dampfmaschinenbau durchaus keine einfache Sache ist, wenn einer seiner Zweige, wie es die Steuerungen sind, eine derartige reiche Entwicklung durchgemacht hat.

Die Steuerung ist für den zünftigen Dampfmaschinenbauer immer das besonders Kennzeichnende an der Dampfmaschine; daraus folgt das emsige Streben der Mitbewerber nach Originalität, was die an sich sonst nicht verständliche grosse Zahl von Konstruktionen erklärt.

Um ein allen neuzeitlichen Anforderungen entsprechendes Werk über Dampfmaschinensteuerungen schreiben zu können, müssen zwei Bedingungen erfüllt werden: erstens eine jahrelange emsige Arbeit des Verfassers, zweitens weites Entgegenkommen der Dampfmaschinenfabriken und der Spezialisten, die mitten in der Praxis stehen. Diesen beiden Voraussetzungen ist in der Tat vollständig Genüge getan, fast alle führenden Dampfmaschinenfirmen und tonangebenden Konstrukteure sind im Buche vertreten.

Die Eigenartigkeit jedes einzelnen Steuerungsorgans kommt im Buche gut zum Ausdruck. Es herrschte vor nicht langer Zeit ein regelrechter Kampf ums Dasein zwischen den einzelnen Steuerungstypen. Die Aera des hohen Druckes, des Schnellaufs und darauffolgend die Aera der Ueberhitzung haben ungemein viel zur Klarstellung der Sondervorzüge jedes einzelnen Steuer-

organs beigetragen. Im Landdampfmaschinenbau hat sich dabei das Doppel- und Mehrsitzventil als der lebensfähigste Dampfverteiler behauptet, während der Schiffsmaschinenbau noch am entlasteten Kolbenschieber und für die Niederdruckzylinder auch am entlasteten Flachschieber festhält. Die Schiffsmaschine kann sich aber im Wettkampf mit der Dampfturbine gezwungen sehen, sich die Fortschritte der Landmaschine auf dem Gebiete der Präzisionsventilsteuerungen unbeschadet ihrer Betriebssicherheit zunutze zu machen; denn der Werkstattechnik ist jetzt sozusagen nichts mehr unmöglich.

Der ungemein reiche Stoff verlangt zu seiner Uebersichtlichkeit und Beherrschbarkeit eine sehr sorgfältige Gliederung und einen organischen Aufbau und hat es der Verfasser in glücklichem Masse verstanden, beiden Anforderungen gerecht zu werden, so dass sowohl der Anfänger, als auch der mitten in der schaffenden Praxis stehende Konstrukteur seine Rechnung findet. Daraus erklärt sich auch die in manchen Teilen breite Darstellung, die aber einer sogen. blutleeren erschöpfenden Kürze entschieden vorzuziehen ist, insbesondere mit Rücksicht auf die studierende Jugend. Hand in Hand damit geht eine klare, sorgfältige Ausdrucksweise und eine anmutende stylistische Toilette, Vorzüge, die wieder besonders dem Anfänger willkommen sein müssen.

Was die Abbildungen anbetrifft, so kann deren Auswahl und Reinheit als mustergültig hingestellt werden. Dabei treten besonders die neuzeitlichen Ventilsteuerungen, sowohl die auslösenden als auch die zwangläufig mit Flachregler arbeitenden gebührend in den Vordergrund. Gefällige Formung des Maschinengestells, rationelle Anordnung der äusseren Steuerung bestimmen neben den Feinheiten in der Einzelausbildung die „mechanische Schönheit" der Dampfmaschine.

Es ist sehr zu begrüssen, dass nicht nur die rein kinematischen, sondern auch die dynamischen Verhältnisse der einzelnen Steuerungsarten ausführlich besprochen werden. Das Kräftespiel, wie es *Radinger* so fruchtbringend zuerst im Maschinenkurbeltrieb nachgewiesen hat, tritt in verjüngtem Masse auch in jedem Exzenter- und Daumenantrieb auf und trat dieser Umstand besonders bei grösseren Drehzahlen manchmal recht unangenehm in die Erscheinung. Neben den rein äusseren Kräften müssen eben auch die aus der Bewegung entspringenden Kräfte berücksichtigt werden; beide Kräftesorten vermischen sich zu den sogenannten Reaktionskräften, welche durch ihre Grösse und Richtungsänderung die Stärke der bewegten Glieder und den Druckwechsel in ihnen bestimmen. Auch die aus der Massenträgheit hervorgehende Stosswirkung ist in Betracht gezogen; endlich ist auch der Schieberreibung gedacht.

Bekanntlich macht das Einstellen der Steuerungen dem Anfänger oft ziemliche Schwierigkeiten, während anderseits jeder geschulte Monteur in der Lage sein muss, den Viervierteltakt der Dampfverteilung irgend einer Steuerung, die ihm noch nicht begegnete, herauszufinden und sie richtig einzustellen. Alte Monteure erinnern sich ja noch der Zeiten, wie ihre Meister das Geheimnis der Schiebereinstellung streng hüteten, damit es ihnen ja kein anderer absehen möchte. Es ist daher im Interesse des Anfängers vollauf gerechtfertigt, wenn der Verfasser in einem besonderen Kapitel das Einstellen der verschiedenen Steuerungsarten systematisch behandelt.

Neben den Steuerungen für einfache Umlaufmaschinen finden auch die für die verschiedenen Reversiermaschinen, wie Fördermaschinen, Schiffsmaschinen und Walzwerksmaschinen verwendeten Umsteuerungen eine ausführliche und sachgemässe Behandlung.

Kulissensteuerungen, Lenkersteuerungen und die in letzter Zeit besonders für Fördermaschinen sich grosser Beliebtheit erfreuenden Nockensteuerungen werden genau beschrieben und in ihrer äusseren Anordnung sowie auch diagrammatisch erschöpfend erläutert.

Der Verfasser bedient sich mit Recht des *Reuleaux-Müller*schen Diagrammes, und wo grössere Uebersichtlichkeit erzielt wird, hin und wieder auch des *Zeuner*schen Diagrammes.

Wenn man bedenkt, dass das Alphabet des graphischen Verfahrens nur aus drei Buchstaben besteht: aus der Strecke, dem Kreisbogen und dem Kurvenbogen, so sieht man im Vergleich mit dem umständlichen analytischen Wege so recht die Ueberlegenheit der geometrischen Darstellungsweise ein. *Zeuner* hat mit der erstmaligen Aufstellung seines Schieberdiagrammes eine denkökonomische Tat vollbracht. Der Verfasser beschränkt die Anwendung des *Reuleaux-Müller*schen Diagrammes (vielleicht kurz als *RM*-Riss zu bezeichnen) nicht allein auf die Schiebersteuerungen, er dehnt es auch sinngemäss auf die Ventilsteuerungen aus; dabei wirkt die geschickte Herausschälung des sogenannten resultierenden Ersatzexzenters oft recht aufklärend bei der Nebeneinanderstellung der einzelnen Steuerungsvarianten.

Dem Unterzeichneten sind beim Durchlesen des Buches einige Punkte aufgefallen, die vielleicht bei einer Neuauflage einer Berücksichtigung wert erscheinen.

Zunächst erscheint das Drosselungsverhältnis oder die Abschlusspräzision insbesondere bei Schiebersteuerungen etwas zu knapp besprochen: es ist durchaus nicht nötig, dass hierfür die Schieberellipse verwendet wird, wenn man bedenkt, dass sich die theoretisch erforderlichen Kanaleröffnungen ebenso wie die Schieberwege durch Kreise darstellen lassen, so dass sich durch Aufsuchen gewisser Schnittpunkte mit den übrigen Diagrammlinien der Zeitpunkt und das Mass der Drosselung ergibt.

Ferner vermisst der Unterzeichnete die aufklärende Nebeneinanderstellung von Entwurfdiagrammen und Indikatordiagrammen von ausgeführten Anlagen. Es muss doch ungemein lehrreich sein, das zu vergleichen, was der Konstrukteur anstrebte mit dem, was der Indikator schliesslich anzeigt, und zwar sowohl bei Einzylinder- wie bei Zweizylinder- und Dreizylindermaschinen. Unter richtiger Einschätzung der übrigen auf das Dampfdruckdiagramm Einfluss habenden Faktoren, wie Rohrführung, Mantel- und Aufnehmerheizung, Ueberhitzung, schädliche Räume usw. wird man auf diese Weise am ehesten die Vorteile und Nachteile der einzelnen Steuerungstypen feststellen können.

Auf den Anfänger muss die Vielheit und der Reichtum der für die verschiedenen Steuerungstypen in Verwendung kommenden Mechanismen und Details entschieden verwirrend wirken; er wird sich fragen: wie lange wird es wohl dauern, bevor ich ein Buch mit 940 Seiten durchstudiert habe?

Um ihm wieder Mut zu machen, wäre nichts angebrachter, als eine kurze systematische Zusammenfassung des ganzen Mechanismenheeres im Sinne der leider vielfach unterschätzten *Reuleaux*schen Kinematik; dabei wird sich eine kleine, leicht überschaubare Zahl von Grundgetrieben ergeben, die sich bei der Analyse jeder noch so scheinbar komplizierten Steuerung stets wiederfinden. Entlastung des Gedächtnisses und Verschärfung des Verständnisses wäre der Segen einer solchen kinematischen Auffassungsweise.

Am Schlusse des Buches wäre ein kurzer historischer Abriss über die Entwicklung der einzelnen Steuerungstypen sehr am Platz; liegt doch in jedem Steuerungselement oft ein interessantes Stück industrieller Kulturgeschichte, indem zum Teil die Geschichte der Steuerungen zugleich die Geschichte der Dampfmaschine selbst ist. Dabei kann die Vorliebe der einzelnen Nationen für diese oder jene Steuerungsgattung zur Sprache kommen unter Prüfung der Frage, wie neben Zweckmässigkeit auch zugleich Schönheit in der Anordnung und den Einzelheiten erzielt werden kann. Auch dürften einige statistische Aufstellungen über die Ausführung der einzelnen Steuerungsarten in den verschiedenen Kulturländern von Nutzen sein.

Im allgemeinen braucht der deutsche Dampfmaschinenbau (der österreichische und schweizerische inbegriffen) einen Vergleich mit den Leistungen der übrigen Kulturländer, wie Frankreich, England und Amerika, nicht zu fürchten; er hat mehr wie seine Nebenbuhler das Zweckmässige mit dem Schönen zu verbinden gewusst.

Das Gleiche gilt nun auch für die Literatur; das Werk von Professor *Leist* erweist sich als ein äusserst nützliches und wertvolles Nachschlagebuch, weil es eine Frucht mehrjähriger, emsiger Arbeit und ein Inventar für sehr zahlreiche Erfahrungen bedeutender Fabriken und Konstrukteure ist. Werden bei einer eventuellen Neuauflage noch die vom Unterzeichneten oben geäusserten Wünsche erfüllt, so wird es wohl für absehbare Zeit ein ständiger Begleiter jedes Dampfmaschinenbauers werden.

Carl Rudolf, Bochum.

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.
86. Jahrg., Bd. 320, Heft 44. Berlin, 4. November 1905.
Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Die Kraftmaschinen und Dampfkessel auf der Weltausstellung in Lüttich 1905.

Von **Fr. Freytag**, Chemnitz.

(Fortsetzung von S. 678 d. Bd.)

Die von der Maschinenbau A.-G. „Union" ausgestellte einzylindrige *doppeltwirkende Viertakt-Gasmaschine* ist in Fig. 40 in äusserer Ansicht dargestellt; sie hat 600 mm Zylinderdurchmesser für 750 mm Hub und entwickelt mit 160 minutlichen Umdrehungen normal 250 PS_e, während ihre Höchstleistung etwa 290 PS_e beträgt.

Ein- und Auslassventile (Fig. 41 und 42) sitzen mit ihren langen Führungen in besonderen Einsatzkörben, die mit den Ventilhauben zugleich im Zylinder befestigt werden. Die hohen Betriebstemperaturen sind durch geeignete Wasserkühlung herabgezogen.

Fig. 40. Doppeltwirkende Viertakt-Gasmaschine der „Union" A.-G. in Essen.

Beim Auslass, der den heissen Auspuffgasen besonders ausgesetzt, wird neben dem Ventil selbst noch der Ventilsitz gekühlt; es ist ferner der Ventilkörper so konstruiert, dass das Ventil durch Lösen eines einzigen Verbindungsbolzens nach dem Innern des Zylinders zum Zwecke der Reinigung und des Nachschleifens herausgenommen werden kann, ohne vorherige Entfernung der Ventilhauben und der Steuerungsteile.

Sämtliche Steuerungsorgane — Einlass- und Auslassventil, Anlassventil, Vorauslass und Zündung — werden von einem einzigen Exzenter für jede Zylinderseite betätigt, welches auf der im Verhältnis 1 : 2 zur Kurbelwelle angetriebenen Steuerwelle angeordnet ist. Die Ein- und Auslassteuerung selbst ist als Wälzhebelsteuerung mit festliegenden Drehpunkten nach dem Vorbilde moderner Dampfmaschinensteuerungen ausgeführt. Mit sanftem Anheben und Aufsetzen der Ventile ist hierdurch eine wirksame Entlastung des Steuergestänges und des Exzenters zur Zeit der Eröffnung des Auslassventils, wo die grössten Kräfte im Ventilgestänge zu überwinden sind, verbunden.

Durch richtige Wahl der Wälzkurven und Einfügen von Laufrollen zwischen Wälzhebel und Ventilgestänge ist ein schädliches Gleiten der aufeinander arbeitenden Flächen verhindert. Die Verwendung besten Stahls, glasharter Oberflächen und ergiebiger Schmierung ergibt eine weitere Schonung dieser Teile. Zu demselben Zwecke sind sämtliche belasteten Gelenkbolzen gehärtet, in Stahlbüchsen gelagert und selbsttätig geschmiert.

Das Anlassen der Maschine geschieht mittels Druckluft von 15 at Spannung. Zu dem Zwecke ist ein Anlassgefäss vorgesehen, welches von einem elektrisch angetriebenen kleinen Kompressor in kurzer Zeit voll Druckluft gepumpt wird und dessen Füllung für mehrmaliges Anlassen der Maschine ausreicht.

Um letzteres zu bewirken, wird zunächst die Anlassteuerung von Hand auf Zweitakt eingestellt; dies geschieht dadurch, dass man den zweiarmig ausgebildeten unteren Wälzhebel der Anlassteuerung (Fig. 43) in seiner Verlängerung nur mittels eines dazwischen zu schiebenden Uebertragungskeiles auch während jedes zweiten Hubes auf den oberen, ebenfalls lang gehaltenen Wälzhebel einwirken und so das Auslassventil entsprechend öffnen lässt. Hierauf wird mittels eines kurzen Handgriffes das nach der Steuerwellenseite in wagerechter Zylinderebene liegende Anlassventil *m* (Fig. 43a) in den Wirkungsbereich einer seitlich an der Einlassexzenterstange angebrachten Laufrolle *a* gerückt. Hierbei wird gleichzeitig durch Kurzschliessen des Stromkreises die Zündung im Innern des Zylinders ausgeschaltet, so dass Vorzündungen nicht auftreten können. Sobald die nunmehr vom Anlassgefäss in den Zylinder strömende Druckluft den Motor auf genügende Tourenzahl gebracht hat, werden die Handhebel

in umgekehrter Reihenfolge wie vorher in die bei normalem Betriebe eingenommene Anfangslage zurückge-

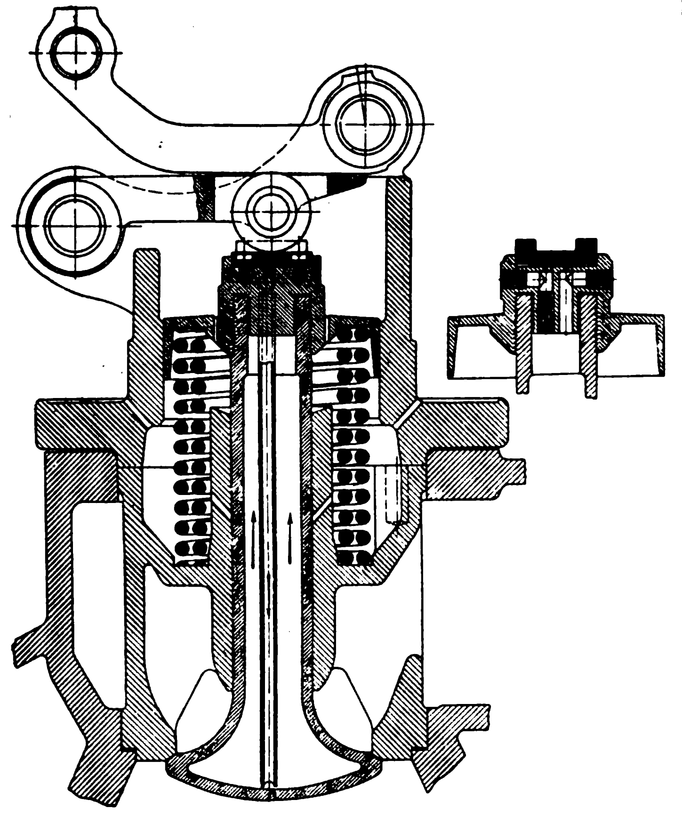


Fig. 41. Einlassventil der „Union"-Gasmaschine.

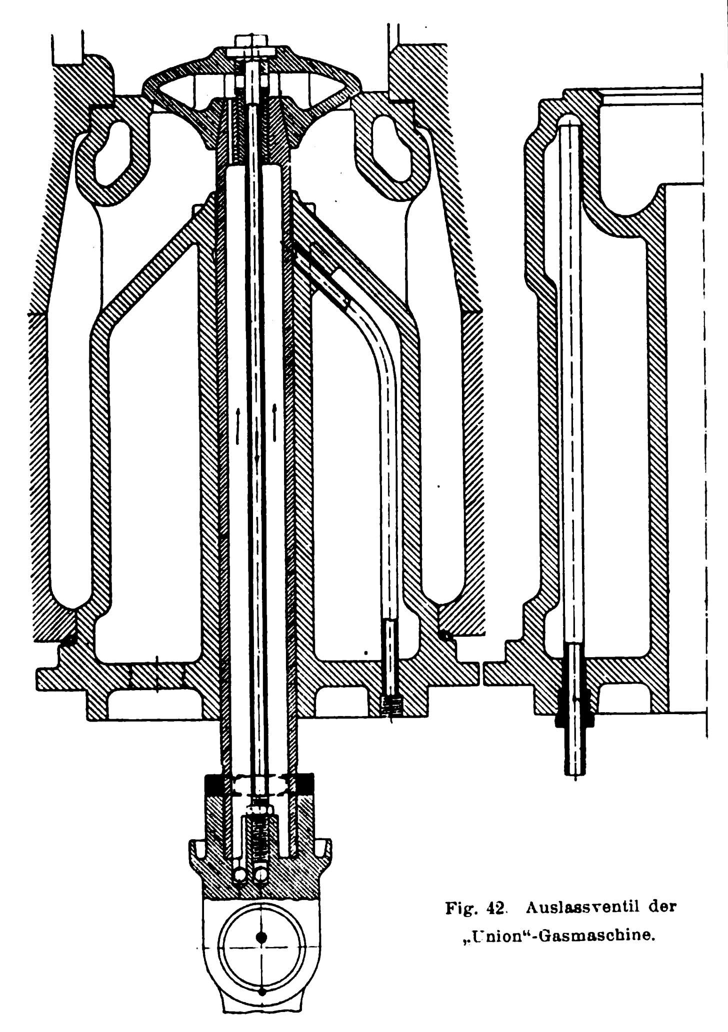


Fig. 42. Auslassventil der „Union"-Gasmaschine.

bracht, so dass jetzt der Motor mit Gasgemisch im Viertakt weiter arbeitet. Die Zündung wird ebenfalls vom Steuerexzenter abgeleitet; dasselbe bewirkt sowohl die Erzeugung des elektrischen Stromes in den bekannten *Bosch*schen Magnetinduktoren [2]), von denen je zwei Apparate für jede Zylinderseite angeordnet sind, als auch die Unterbrechung des Stromes in dem von der jeweiligen Belastung abhängigen bestgeeigneten Augenblicke.

Da bei der Regelung nach dem sogenannten Mischverfahren — Qualitätsregelung —, wo die Beschaffenheit des Gases durch Vermehrung oder Verminderung des Gasgehaltes verändert wird, die geringe Zündfähigkeit des ärmeren Gemisches einer weitgehenden Regelung ebenso hindernd in den Weg tritt, wie die veränderliche nur zur Massenverzögerung oft nicht ausreichende Kompression bei der Regelung nach dem sogenannten Füllverfahren — Quantitätsregelung —, wo die Menge des angesaugten Gemisches ohne Beeinflussung der Zusammensetzung desselben geändert wird, so hat die *Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft Union* bei ihren Gasmotoren ein allen Verhältnissen Rechnung tragendes Regelverfahren in Anwendung gebracht. Dasselbe vereinigt die besprochenen beiden Regelverfahren und stellt ausserdem den Zeitpunkt der Zündung derart unter den Einfluss des Regulators, dass man für geringere Belastung mehr Vorzündung gibt. Das ärmere Gemisch bei der Qualitätsregelung hat jetzt Zeit zur vollkommenen Verbrennung — Einsaugeknaller und Versager sind ausgeschlossen, ebenso findet der Druckwechsel nicht mehr wie bei alleiniger Quantitätsregelung im Totpunkte mit Stoss, sondern vorher und sanft statt, da die beginnende Explosionsspannung die Kompressionsspannung ersetzt. Behufs Erzielung dieser Regelung beeinflusst ein auf der verlängerten Kurbelwelle sitzender Achsenregler die angesaugte Gasmenge sowie das Luft- und Gasgemisch mittels Drosselklappen, ferner die Luftmenge mittels zweier übereinander liegenden, sich drehenden Schieberplatten.

Die Mischung selbst geschieht durch ein selbsttätiges Mischventil (Fig. 44) mit Luftpufferwirkung, welches bei grösseren Maschinen ebenfalls gesteuert wird. Der Zeitpunkt der Zündung wird vom Regulator verstellt, indem der Anschlag für die Abreissvorrichtung je nachdem höher oder tiefer gelegt wird. Die Gewichte aller Reguliergestänge und Teile sind ausgeglichen; für die Lagerung sind Kugellager vorgesehen, so dass auf den Regulator kein Rückdruck ausgeübt wird.

Die Tourenschwankung ist bei dem geringen Unempfindlichkeitsgrad des Regulators sehr gering; sie beträgt höchstens $\pm$ 4 v. H. der normalen Tourenzahl.

Zufolge der angeordneten Regelung sind die Motoren in weiten Grenzen für alle möglichen Gasarten verwendbar; sie eignen sich insbesondere auch für Generatorgase und minderwertige Brennstoffe, selbst wenn deren Zusammensetzung während des Betriebes irgendwelchen Schwankungen unterworfen ist.

Der mitsamt der hohlen Kolbenstange gekühlte Kolben (Fig. 46) kann nach jeder Seite aus dem Zylinder herausgenommen und freigelegt werden, so dass man bequem ins Innere des Zylinders und damit auch zu den Ventilen gelangen kann.

Die Kühlpumpe (Fig. 45) besteht aus einem senkrechten Pumpenkörper mit seitlich angeordnetem hohlen Zapfen, mittels dessen der Pumpenzylinder selbst in einem Lagerbock unterhalb des hinteren Führungskastens drehbar gelagert ist und durch den die Zuleitung des Kühlwassers von der Hauptleitung erfolgt. Im Pumpenzylinder befindet sich das von unten leicht zugängliche Saugventil, während das Druckventil am Fusse des hohl ausgebohrten Plungers angebracht ist. Der Kopf des Plungerrohres ist auf einem seitlichen, ebenfalls hohlen Zapfen des Gleit-

[2]) s. D. p. J., 1902, **317**, S. 30; 1903, **318**, S. 191 und 635

schuhes gelagert, durch dessen Bohrung hindurch mittels eines angesetzten Umlaufrohres das Druckwasser vom Innern des Plungers nach dem Hohlraum des Gleitschuhes, von dort in die Kolbenstange geführt wird (Fig. 46) und zwar kühlt das Wasser zunächst die Kolbenstange, sie bis zum Kreuzkopf durchfliessend, wo es seine Richtung umkehrt und im Innern eines Messingrohres durch ein Verteilungsstück dem Kolben unten zu und an der obersten Stelle von ihm abgeführt, hierauf wieder zurück nach dem am hinteren Ende des Zylinders befindlichen Abflussbehälter befördert wird. Auch die Zylinderdeckel, der Zylindermantel, Ein- und Auslassventile, die Zylinderansätze und die Auspuffregler werden mit Wasser gekühlt und zwar geschieht die Zuführung in für sich getrennten Rohrsträngen von einem gemeinsamen, mit der Wasserleitung durch ein Absperrventil verbundenen Sammelrohr aus; ebenso erfolgt die Abführung des Kühlwassers überall in getrennten, für sich gekennzeichneten Rohrsträngen nach einem am hinteren Ende des Zylinders angeordneten Wasser-Behälter und von dort in den gemeinsamen Abfluss bezw. in eine Rückkühlungsanlage.

Fig. 43 a.

Fig. 43.

Fig. 43 und 43a. Anlassteuerung der „Union“-Gasmaschine.

Bemerkenswert ist noch der Kühlmantel des Zylinders (Fig. 47). Laufbüchse und Mantel sind in einem Stück gegossen; letzterer ist in der Mitte unterbrochen und auch auf beiden Seiten durch eine Eindrehung von den Endflanschen getrennt.

Diese Eindrehungen werden mit Gummiringen und Spanndrähten wieder abgedichtet bezw. der mittlere offene Teil des Zylinders durch Gummistreifen und einen Blechmantel gegen aussen wasserdicht abgeschlossen.

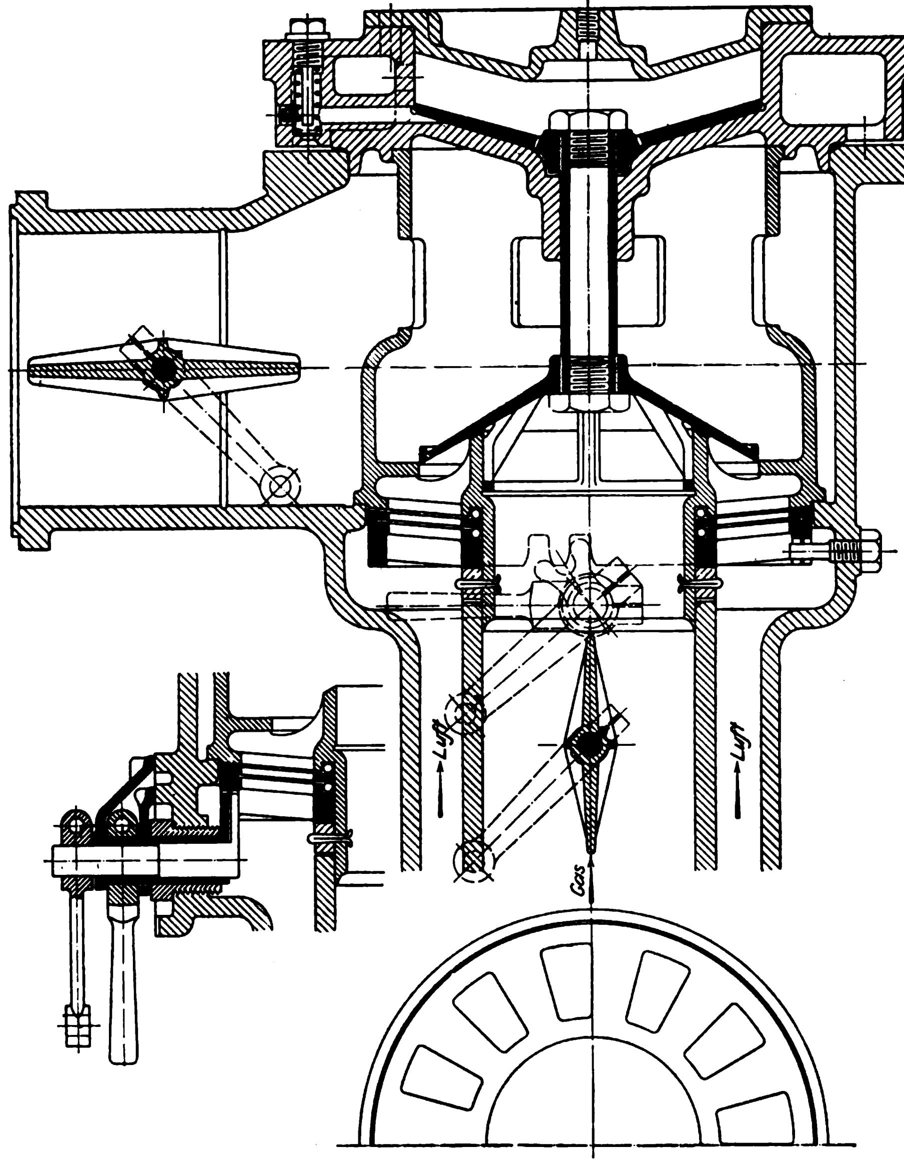


Fig. 44. Mischventil der „Union"-Gasmaschine.

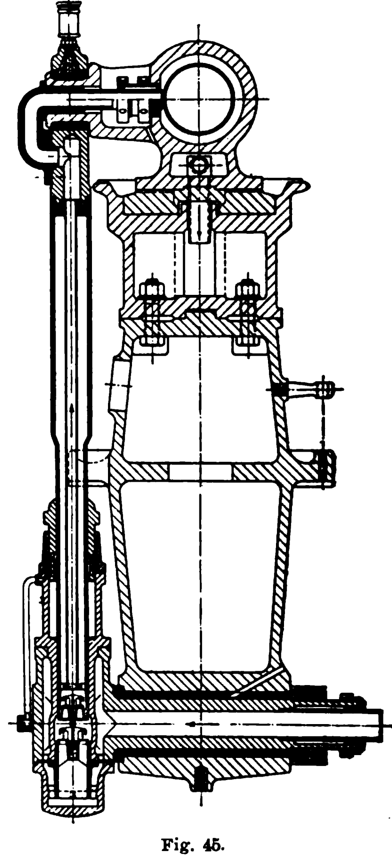


Fig. 45. Kühlpumpe der „Union"-Gasmaschine.

Auf diese Weise erzwingt die ungleiche Wärmedehnung von Laufbüchse und Mantel in den Flanschen keine Biegungsbeanspruchung und die Ventilsitze können sich unter dem Einflusse der sich ungleichmässig ausdehnenden Gussteile nicht verziehen.

Hauptlager und Kurbelzapfen werden durch eine Zirkulationsschmierung im Betrieb dauernd unter Oel gehalten. Zu diesem Zwecke ist eine kleine Flügelpumpe vorgesehen, welche, von der Schwungradwelle angetrieben, das sich im unteren Teile der beiden Lagerkörper sammelnde Oel ansaugt und nach einem Oeltopf auf dem Lagerdeckel an der Schwungradseite pumpt, wo es durch mehrere Filzplatten hindurchgeht und gereinigt wird; von dort fliesst es jedem Lager an zwei Stellen vom Deckel aus wieder zu und gelangt anderseits auch in einen am Schenkel der Kurbelkröpfung angebrachten Schmierring, von wo eine Bohrung dasselbe während der Drehbewegung der Welle ins Kurbelzapfenlager hindurchtreten lässt.

Die Maschinen werden von 300 PS. an als doppeltwirkende Tandemmaschinen und von 1600 PS. an als doppeltwirkende Tandem-Zwillingsmaschinen für Leistungen bis zu 4000 PS. gebaut.

(Fortsetzung folgt.)

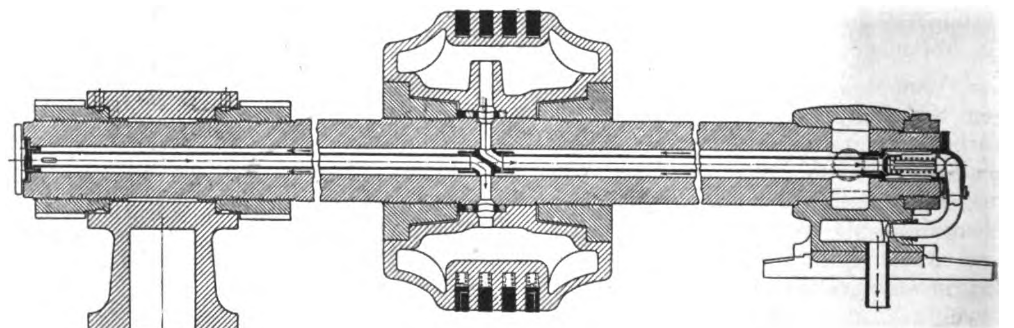


Fig. 46. Kolben mit Kolbenstange der „Union"-Gasmaschine.

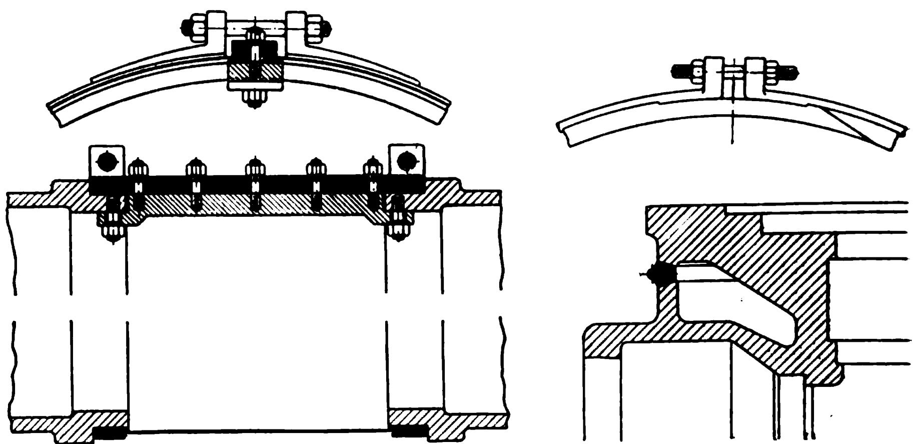


Fig. 47. Kühlmantel der „Union"-Gasmaschine.

Elektrisch betriebene Knüppel-Transportvorrichtung.

Von **A. Schwarze,** Dortmund.

Bei der Modernisierung alter Walzwerke ist man häufig in die Notwendigkeit versetzt, das Walzgut zur Weiterverarbeitung nach einem Orte zu befördern, wohin es mittels Rollgang oder Schleppern direkt im Niveau des Hüttenflures nicht gebracht werden kann, weil irgend ein Hindernis, Gebäude, Gleise oder dergl. den Weg versperrt. In diesem Falle ist man gezwungen, seine Zuflucht zu anderen Hilfsmitteln zu nehmen.

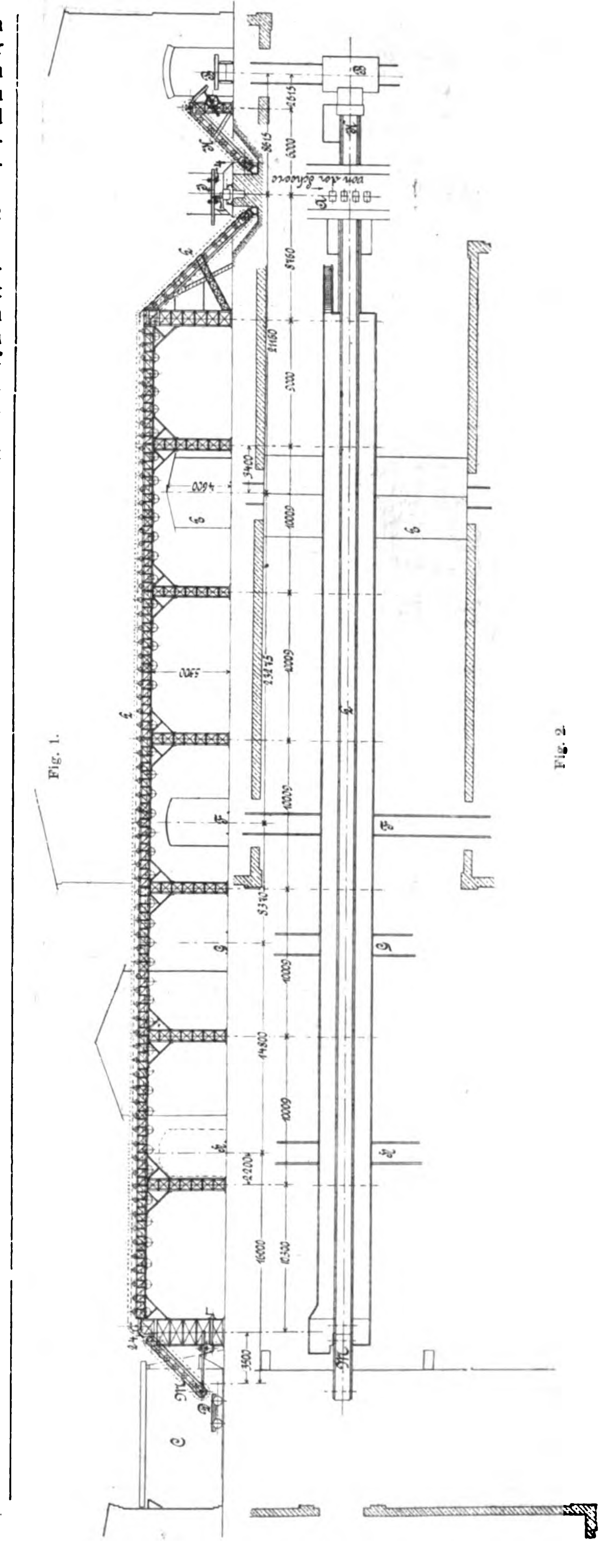
Ein solcher Fall lag auch bei dem in Fig. 1 und 2 dargestellten Dispositionsteil eines Hüttenwerkes vor.

Die von der Scheere mit dem Rollgang *A* kommenden und geschnittenen Knüppel, von einem Querschnitt von 150 bis 185 qmm bei 1,5 bis 2 m Länge, sollten sowohl in Wagen *B* rechts vom Rollgang, als auch nach links nach dem etwa 80 m entfernt liegenden Raume *C* befördert und dort entweder gelagert oder unmittelbar in Wagen *D* verladen werden. Zwischen Rollgang *A* und dem Raume *C* verhinderten das Zwischengebäude *E*, sowie die Gleise *F*, *G* und *H* den unmittelbaren Transport im Rollgangsniveau. Es blieb in diesem Falle nichts anderes übrig, als den Transport der Knüppel durch die Luft über Gebäude und Gleise hinweg zu wählen; ein anderer Weg würde vielleicht in der Anlage billiger, im Betriebe jedoch umständlicher und teurer geworden sein. Bedingung war ferner, dass der Transport der Knüppel elektrisch betrieben werden sollte. Zur Verfügung stand Drehstrom von 190 Volt Spannung.

Diese Transportvorrichtung ist in den Fig. 1 und 2 in der Gesamtanordnung und in den Fig. 3—7 in ihren Einzelheiten dargestellt.

Als Beförderungsmittel ist ein selbsttätiger Knüppelverschieber in Verbindung mit elevatorähnlichen Transporteuren mit endlosen Gelenkketten gewählt, deren einzelne Glieder aus je zwei starken Winkeln links und rechts bestehen und unter sich durch Flacheisen und Querwinkel verbunden sind, wobei die oberen Schenkel der letzteren als Mitnehmer dienen.

Vom Rollgange *A* aus erfolgt durch den selbsttätigen Knüppelverschieber *J*, der über dem Rollgange in Form eines Bockgerüstes aufgebaut ist, die Verschiebung der Knüppel mittels der Daumen *1* seitwärts, rechtwinklig zur Rollgangsbahn, bis sie von letzterer über schiefe Ebenen den Transporteuren zurutschen. Die Daumen *1* sind an dem Schieberahmen *2* befestigt und werden mit diesem von den Zahnstangengetrieben *3* über Rollen *4* bewegt. Zum Antriebe dient der Reversier-Elektromotor *5* mit Zuhilfenahme des Zahnradvorgeleges *6* und des Schneckengetriebes *7*, welche gleichfalls auf dem Bockgerüst angeordnet sind. Die Steuerung der Verschiebedaumen geschieht selbsttätig und wird durch den zu transportierenden Knüppel bewirkt. Ist der Knüppel auf dem Rollgange Mitte Transporteur angelangt, so stösst er gegen einen Schieber, diesen verstellend, und wird ersterer dann durch einen festen Anschlag gehemmt. Der Schieber betätigt den Reversierkontroller des Reversiermotors und setzt dadurch den Motor in Gang, der dann die Daumen *1* und mit diesen den Knüppel verschiebt, bis er vom Plattenbelag der Rollgangsbahn abrutscht. Beim Abrutschen fährt der Knüppel über ein vorstehendes Hebelendpaar *8* hinweg, dieses dabei zurückdrückend. Das Hebelpaar *8* schaltet den Umkehrkontroller um, so dass die Umdrehung des Reversiermotors eine entgegengesetzte wird und die Verschiebedaumen sich rückwärts,


Fig. 1. Fig. 2.

ihrer Anfangsstellung zu bewegen. Hier werden sie durch einen selbsttätigen Ausschalter, der den Strom zum Mo-

Fig. 4.

Fig. 3.

tor unterbricht, stillgesetzt, wobei eine elektromotorische Bremse *9* diese Stillsetzung unterstützt.

An beiden Abrutschwänden rechts und links der Rollgangsbahn ist je ein Umschalthebelpaar *8* vorgesehen, welche mittels Gestänge und Hebel auf eine gemeinschaftliche Achse *10* einwirken. Letztere steht mit dem Anschlagschieber und dem Regulierhebel des Umkehrkontrollers in Verbindung, so dass beim Abrutschen der Knüppel auf der rechten oder linken Seite stets eine Umschaltung des Umkehrkontrollers und eine richtige Einstellung des Anschlagschiebers, für das Anlassen des Reversiermotors durch den nächstfolgenden Knüppel, stattfindet. Wie hieraus ersichtlich, leiten die Knüppel ihre Beförderung auf dem Transporteur selbst ein.

Sollen die Knüppel nach der anderen Seite, z. B. nach der linken, dem Transporteur *L* zu befördert wer-

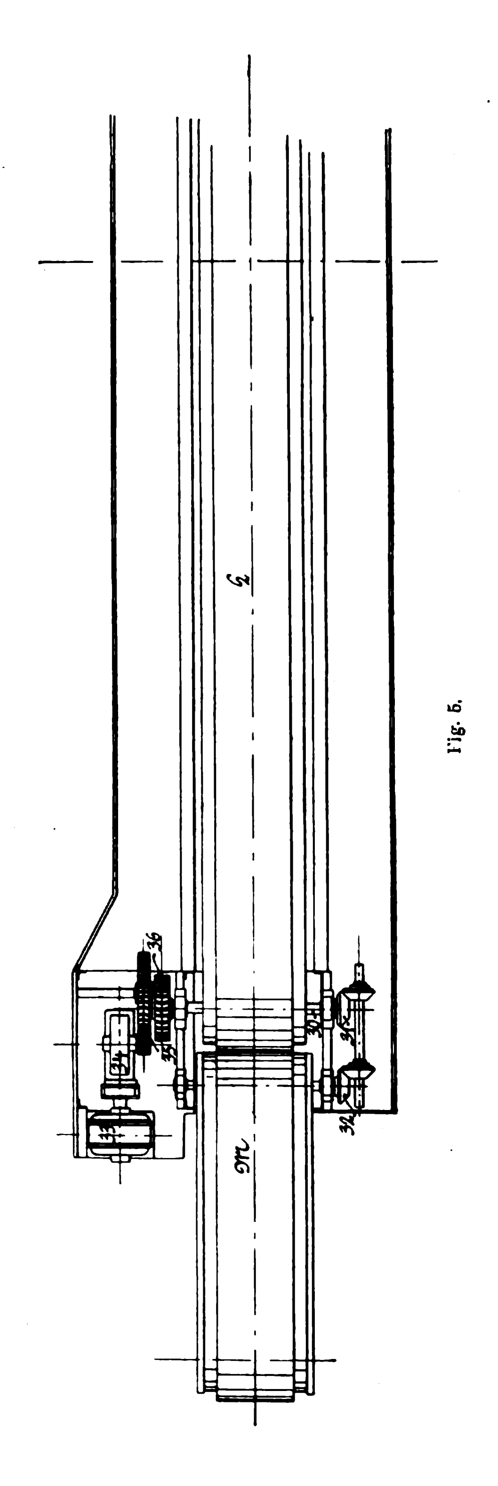


Fig. 5.

den, so ist nur notwendig, den selbsttätigen Ausschalter, der die Stillsetzung der Daumen *1* nach vollführter Verschiebung bewirkt und auf einer Schiene quer zum Rollgang am Bockgerüst verstellbar angeordnet ist, auf der Schiene so zu verschieben, dass die Anfangsstellung der Daumen um dasselbe Stück von Mitte Rollgang nach rechts, wie zuvor nach links, sich befindet. Diese beiden Stellungen des Ausschalters sind

durch Anschläge gekennzeichnet und in der Bedienung daher sehr einfach.

Die nach rechts zum Abrutschen gebrachten Knüppel werden von dem Transporteur *K* aufgenommen und von diesem in die Wagen *B* überführt. Der Transporteur *K* besteht in seinem Hauptgerippe aus einem schräg ansteigenden Gerüst aus Eisenfachwerk, auf welchem die endlose Transporteurgelenkkette *11* auf zwei achteckige Nockenscheibenpaare *12* und *13* aufgehängt und angeordnet ist. Unterstützt wird die Kette durch eine Anzahl Führungsrollen *14*. Der Antrieb bezw. die Bewegung der Transporteurkette erfolgt von dem auf dem Transportgerüst aufgestellten Elektromotor *15*, der mit Zwischenschaltung des Schneckengetriebes *16* und der Stirnradgetriebe *17* und *18* die obere Nockenscheibenachse antreibt. Oben am Transporteur angekommen, rutschen die Knüppel über eine einstellbare Rutsche *19* hinweg in die Wagen *B*. Die Einstellung wird mittels Griffrad *20*, Ritzel *21* und Zahnstangen *22* bewirkt und durch Sperrrad festgestellt.

Nach links rutschen die Knüppel dem Transporteur *L* zu, dessen Einrichtung im allgemeinen dieselbe ist wie beim Transporteur *K*, nur dass die Knüppel oben auf dem schräg ansteigenden Transporteur angelangt, etwa 70 m von derselben Transporteurkette *23* wagerecht weitergeführt werden und dort aufden schräg abwärts führenden Auslegertransporteur *M* rutschen, der sie nach Bedarf in den Raum *C* oder in Wagen *D* befördert. Um zu verhindern, dass die Knüppel beim Abfallen vomTransporteur *L* auf den Auslegertransporteur *M* mit Stoss gelangen, ist zwischen beiden Transporteuren eine feste Stossplatte *24* vorgesehen, auf welche die Knüppel auffallen und von dieser mit verminderter Geschwindigkeit auf den Auslegertransporteur rutschen, wodurch der Ausleger leichter gehalten werden kann. Letzterer ruht mit seinem oberen Ende, mittels Hohlzapfen in Lagern drehbar, auf dem letzten Gerüstständer des Transporteurs *L*, während das untere, schwingende Ende mit Hilfe der Zahnstangen *25*, Ritzel *26*, Schneckengetriebe *27* und Handkurbeln *28* von Hand einstellbar gemacht und durch Gewichte, deren Ketten über Rollen geführt sind, ausbalanziert ist. Der Auslegertransporteur besitzt eine eigene Gelenkkette *29* von derselben Ausführung wie Gelenkkette *11* des Transporteurs *K*. Die obere Nockenscheibenachse geht durch die hohlen Stützzapfen des Auslegers und erhält ihren

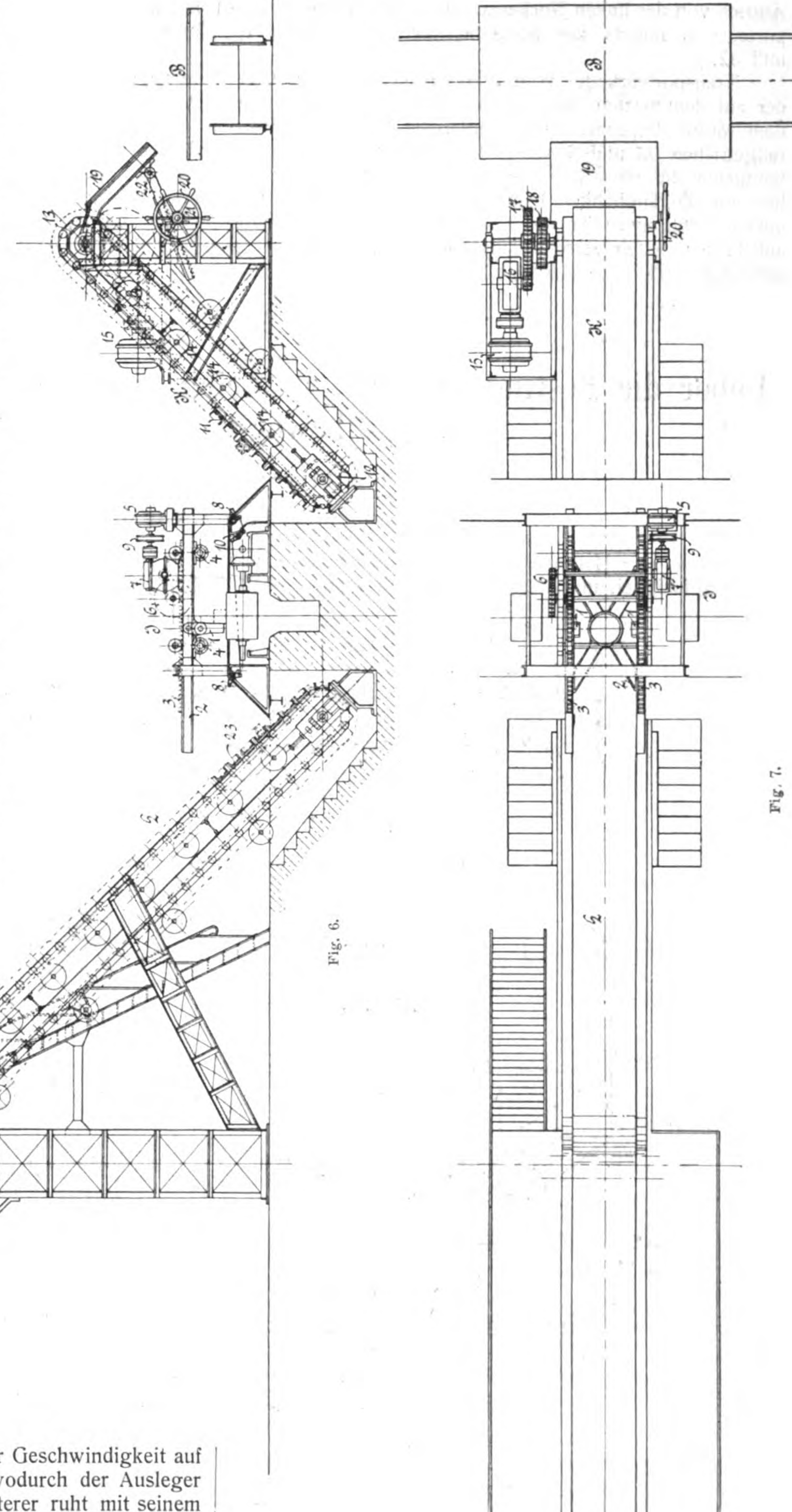


Fig. 6. Fig. 7.

Antrieb von der linken Nockenscheibenachse *30* des Transporteurs *L* mittels der konischen Zahnrädergetriebe *31* und *32*.

Transporteurkette *23* besitzt einen eigenen Antrieb, der auf dem letzten Gerüstständer angeordnet ist und aus dem Motor *33*, dem Schneckengetriebe *34* und den Stirnradgetrieben *35* und *36* besteht. Acht Gerüstständer unterstützen die etwa 70 m lange Transportbahn, die der besseren Zugänglichkeit halber mit einer vom Hüttenflur aufwärts führenden Treppe sowie mit Fussgängersteigen auf beiden Seiten versehen und mit Schutzgeländer eingefriedigt sind. Das schräg aufwärts führende Teilgerüst hat mit dem ersten Gerüstständer eine solide Verstrebung erhalten.

Von der Scheere ab bis zur Verladung erfolgt alles selbsttätig und ist nur ein Mann zur Beaufsichtigung, zum Anlassen, Stillsetzen und Schmieren erforderlich.

Bezüglich der Leistungsfähigkeit war vorgeschrieben, dass i. d. Stunde 90 Knüppel transportiert werden sollten, so dass alle 40 Sekunden 1 Knüppel auf den Transporteur gelangt. Bei 0,1 m Geschwindigkeit i. d. Sekunde der Transporteurkette liegen die Knüppel dann etwa 4 m im Mittel auseinander.

Ueber die Bestimmung der variablen Stabkräfte von Fachwerken mit bewegten Lasten.

Von **A. Böttcher,** Ingenieur in Hamburg.

(Schluss von S. 681 d. Bd.)

Beispiel 1: Halbparabelträger eines Laufkrans von 26 t Tragfähigkeit und 21,1 m Spannweite (Fig. 8—10).

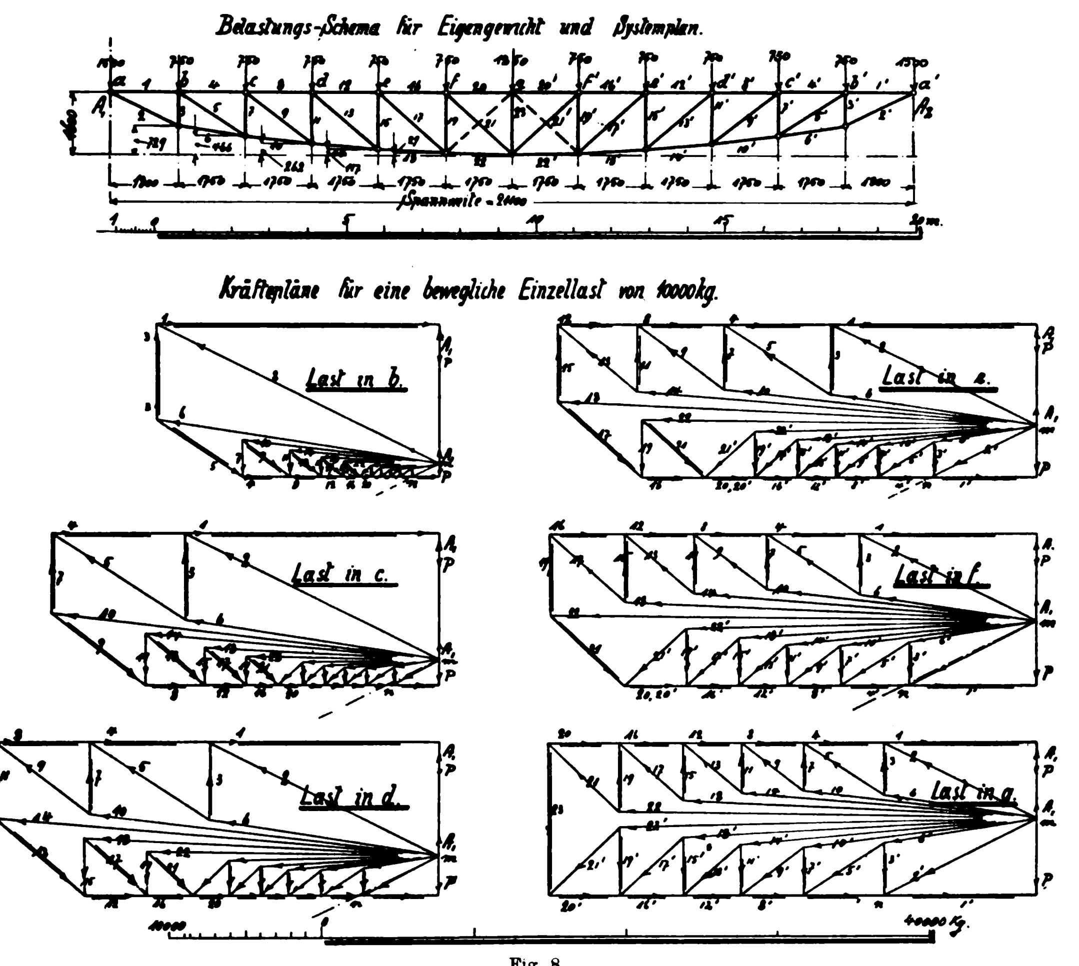


Fig. 8

Der Kran ist vom *Eisenwerk vorm. Nagel & Kaemp, A.-G.*, für das Elektrizitätswerk an der Bille erbaut.

Das System des Fachwerks entspricht der Fig. 2 Aa.

Den Diagrammen ist die Beanspruchung durch das in den Knotenpunkten konzentriert gedachte Eigengewicht beigefügt.

Beide Raddrücke sind einander gleich, der Radstand der Katze stimmt mit der Feldweite des Fachwerks überein.

Bei dem Aufzeichnen der Kräftepläne, Fig. 8, welche hiernach für alle Knotenpunkte einer Trägerhälfte ausgeführt sind, fand sich trotz genannter Kontrolle zum Schluss

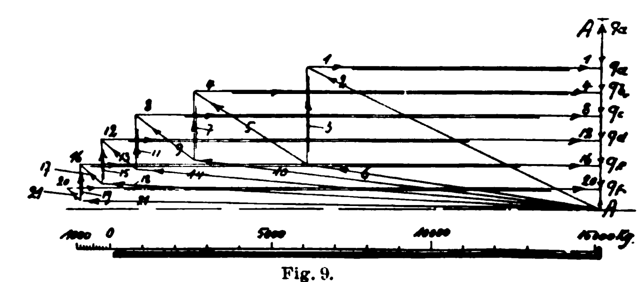


Fig. 9.

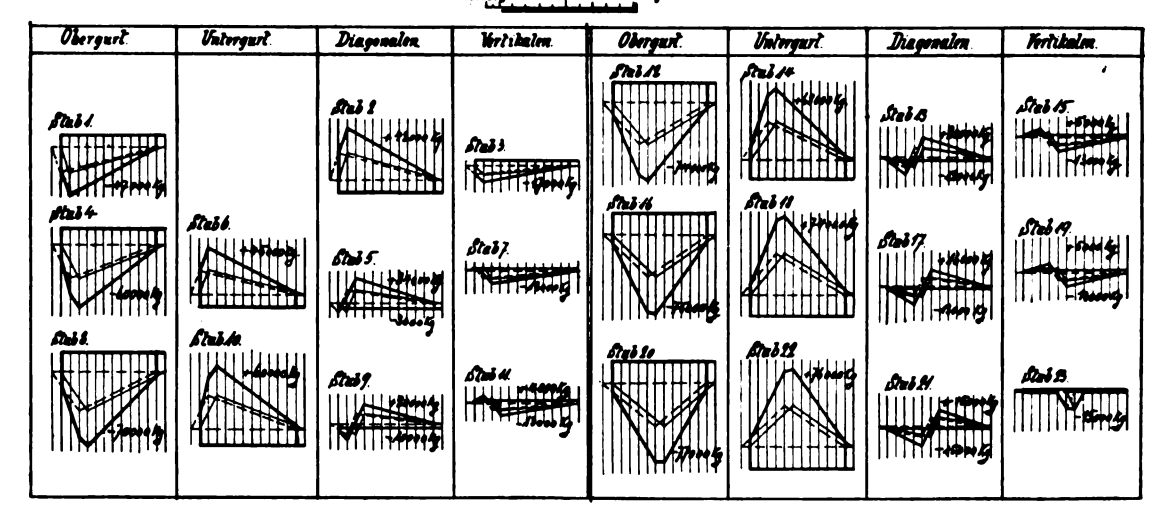


Fig. 10.

Belastungs-Schema für Eigengewicht und Systemplan

Kräftepläne für eine bewegliche Einzellast von 10000 kg.

Last in b

Last in c.

Last in d.

Last in f

Kräfteplan für Eigengewicht.
Maasstab wie links.

Stabkraft-Diagramme.

Belastungs-Schema

Obergurt. Untergurt. Diagonalen. Vertikalen

Fig. 11.

immer ein Winkelfehler bei fast allen Plänen der Fig. 8. Dieselben sind belassen und absichtlich nicht künstlich herauskorrigiert. Solche Fehler geben, wenn man sie in den im übrigen genau gezeichneten Plänen stehen lässt, ein sehr gutes Bild über Verschiebungen in den Stabspannungen, welche eintreten, falls beim Zusammenlegen der Konstruktion in der Werkstatt Winkelfehler entstehen, die sich dort noch weniger vermeiden lassen, als in der Zeichnung. Es ist hierbei zu berücksichtigen, dass Winkelfehler sich von Feld zu Feld potenzieren.

Die Zahlenbeträge der Höchstwerte der Stabkräfte sind in die Diagramme eingetragen.

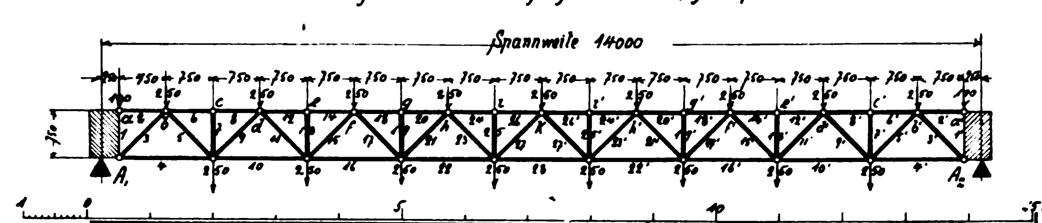
Beispiel 2: Träger mit polygonalem Untergurt für einen Laufkran von 80 t und 14 m Spannweite. (Fig. 11).

(Erbauer: wie vor.)

Der Radstand der Katze ist grösser als die doppelte Feldweite. Das System des Fachwerks entspricht der Fig. 2Ac.

Beispiel 4: Träger eines fahrbaren Drehkrans, erbaut von *Ludwig Stuckenholz* für die *Reiherstieg-Schiffswerft* in Hamburg. Nutzlast 3 t, grösste Ausladung 13,5 m von der Schwenkachse (Fig. 14—16).

Wegen des sehr geringen Radstandes der Laufkatze (ca. $^1/_{16}$ der Ausladung) ist die bewegte Last als Einzellast angenommen. Die Nullachse für die Stabkräfte durch bewegte Last ist gestrichelt, die Diagramme berücksichtigen das Eigengewicht des Trägers.



Beispiel 5: Laufbahnträger in der Kesselschmiede der *Reiherstieg - Schiffswerft u. Maschinenfabrik Hamburg.*[2]) Auf der Kranbahn lief bis vor kurzem nur ein 40 t-Kran, der jedoch nicht mehr genügte. Es wurde ein zweiter 40 t-Kran auf dieselbe Bahn gesetzt in der Voraussicht, dass beide Krane zusammen mit 80 t arbeiten sollten. Zuvor musste die Unterstützung der Kranbahnen untersucht werden; die Entwicklung der Stabkraftdiagramme ist in Fig. 17—20 wiedergegeben. Das Belastungsschema (Fig. 17) ent-

Fig. 12.

Fig. 13.

(Erbauer: *Duisburger Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft vorm. Bechem & Keetman*).

Der Radstand der Laufkatze weicht von der Feldweite des Fachwerks ab. Das System des Fachwerks entspricht der Fig. 2Ac.

Beispiel 3: Parallträger für einen 10 t-Kran von 14 m Spannweite. (Fig. 12 und 13.)

[2]) Veröffentlicht mit besonderer Genehmigung des Herrn Direktors *O. Cornelius*.



spricht den beiden, dicht hintereinander fahrenden Kranen, mit je 40 t bei einseitig stehender Laufkatze belastet. Der vorhandene Kran (früherer Seilkran, in einen Einmotorenkran umgebaut) hat einen kleineren Radstand als der neue Dreimotorenkran. Das Fachwerkssystem des durch eiserne Säulen in Abständen von etwa 6,5 m gestützten Kranbahnträgers ist in Fig. 18 dargestellt. Für die Entwicklung der Stabkraftdiagramme waren nur zwei Kraftpläne erforderlich (Fig. 19).

Fig. 14.

Fig. 15.

Fig. 16.

Fig. 17.

Fig. 18.

Die Diagramme stellen die Stabkräfte für die Stäbe des in Fig. 20 stark ausgezogenen Trägerteiles, und zwar in Abhängigkeit von der Stellung des äussersten linken Rades (Rad *I*) dar. Für den Stab *0* (Säule) sagt dasselbe z. B. aus: Wenn der Kran von links nach rechts fährt, so erhält die Säule *0* bereits Druck, wenn das linke Rad

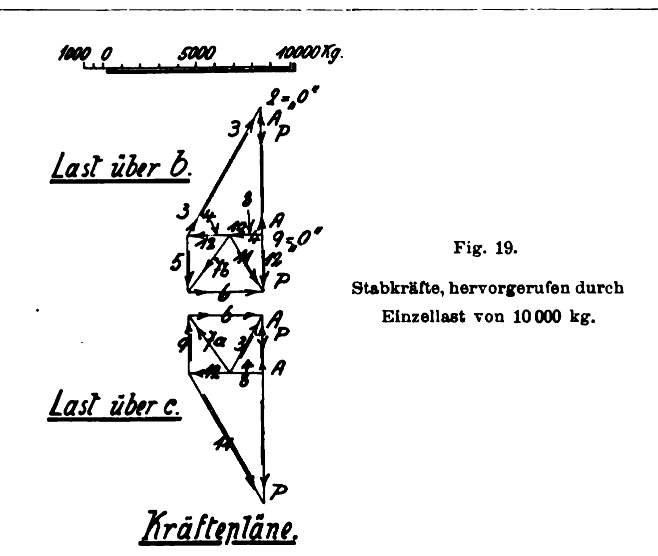


Fig. 19.

Stabkräfte, hervorgerufen durch Einzellast von 10000 kg.

gerade in das zweite Feld vor der Säule *0* eintritt, der Druck steigt solange an, bis das Rad ungefähr in der Mitte der Spannweite des Feldes links von der Säule *0* steht, nimmt dann allmählich ab und wird Null in dem Moment, in dem das linke Rad gerade das Feld rechts von der Säule *0* verlässt.

Durch diese Diagramme besonders ist der Wert der vorliegenden Behandlungsmethode scharf beleuchtet. Ohne dass verwickelte und zeitraubende Untersuchungen hinsichtlich der gefährlichsten Laststellung für die einzelnen Systemstäbe erforderlich werden, entsteht das Bild mit ganz einfachen, elementaren Mitteln aus sich selbst, die Maximalwerte treten aus der Entwicklung heraus, ohne dass es nötig ist, irgend welche Probierverfahren einzuschlagen. Die den einzelnen Diagrammen entnommenen Höchstwerte der Stabbeanspruchungen können dann durch die Methoden von *Ritter* und *Cullmann* rechnerisch auf ihre Richtigkeit geprüft werden.

Resultierende Stabkräfte in Abhängigkeit der Stellung von Rad I

Fig. 20.

Das mechanische Blasen von Tafelglas nach P. Th. Sievert.

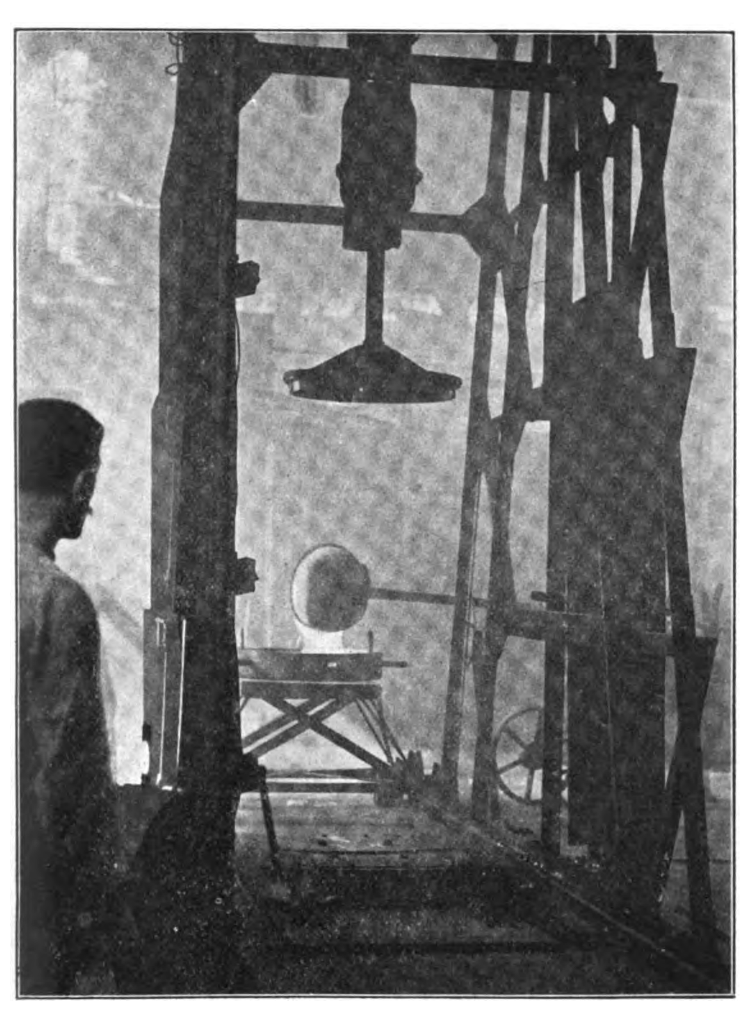
Von Dr. **Wendler.**

(Schluss von S. 683 d. Bd.)

Die Ergebnisse mit dieser Maschine befriedigten indessen in einer Beziehung noch nicht. Beim Aufgiessen der Glasmasse auf die metallene Platte *i* (Fig. 3, S. 683) verlieren die Randteile der Glasschicht begreiflicherweise am meisten Wärme und werden rascher fest als die mittleren. Die Folge ist, dass beim Aufblasen ein nicht unerheblicher Teil der Glasmasse in Gestalt eines dicken, später abzutrennenden Randwulstes an der Platte *i* verbleibt und verloren geht und dass der obere Teil der Walze eine zu grosse und ungleichmässige Wandstärke erhält. Dieser

Uebelstand konnte durch eine Aenderung der Arbeitsweise beseitigt werden, ohne dass die Maschine etwa verwickelter geworden wäre — im Gegenteil, eine Vereinfachung der Maschinerie war möglich.

Die Aenderung besteht darin, dass man die an der Blasplatte angeheftete, an den Rändern festgehaltene Glasschicht nicht gleich den ausdehnenden Einflüssen der Schwerkraft, der Pressluft und der Zentrifugalkraft unterwirft, sondern zunächst soweit abkühlen lässt, dass sie eine gewisse Starrheit gewinnt. Das Anheften der Glasmasse an den Halterahmen geschieht in der in Fig. 2 veranschaulichten Weise, nur dass die Blasplatte die Glasschicht berührt, so dass die Glasmasse während des folgenden Erstarrens zwischen zwei Metallplatten eingeschlossen ist, was dem beabsichtigten Ausgleich ihrer Temperatur und Zähigkeit nur förderlich ist.



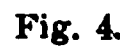


Fig. 4.

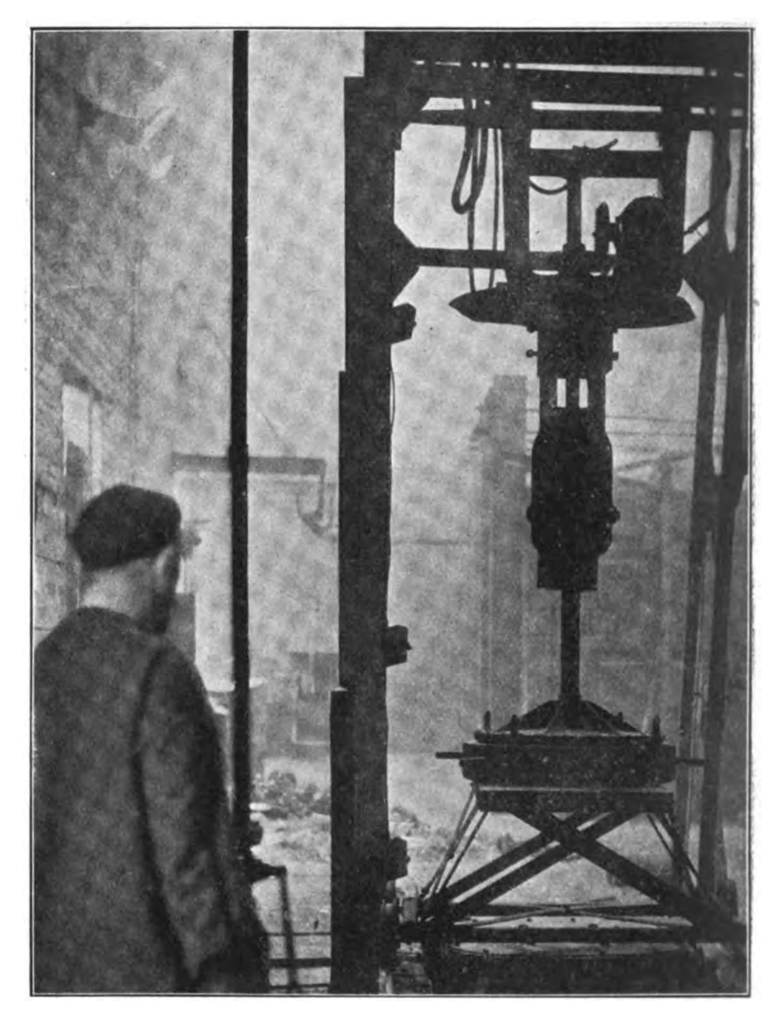


Fig. 5.

Die Unterlage (*a*, Fig. 2) wird entfernt, wenn die Glasmasse so weit erstarrt ist, dass sie nicht mehr durchsackt. Die Fig. 4 zeigt die Maschine in dem Augenblick, in welchem auf dem unter dem Gerüst stehenden fahrbaren Gestell eine schüsselförmige flache Eisenform herangeführt worden ist, in welche die Glasmasse eingegossen wird. Die an dem senkrechten Schaft schwebende Platte, entsprechend *o* Fig. 2, wird in Fig. 5 mit den erhitzten Rändern in den Glaskuchen eingesenkt und nach einiger Zeit wieder angehoben. An der Unterseite der Platte hängt nun die noch rotwarme, aber nicht mehr durchsinkende Glasmasse. (Fig. 6). Der Wagen mit der flachen Form wird nun weggefahren, die hierbei frei werdende, im Hüttenflur liegende Tür der Feuergrube geöffnet und die Glasmasse hierauf eingesenkt (Fig. 7). Wenn sie nach einiger Zeit wieder ausgehoben wird (Fig. 8), hängt sie als flacher Beutel herab, hat also die Gestalt, welche sie bei der zuerst geschilderten älteren Arbeitsweise nach dem Kippen der Platte *i* (Fig. 3) sofort annimmt. Ihre innere Beschaffenheit ist aber viel günstiger. Da sie zunächst in Berührung mit der Metallplatte nebst Rahmen einer gemeinschaftlichen Abkühlung ausgesetzt war, darauf in immer noch enger Berührung mit dem Träger (Blasplatte nebst Rahmen) wieder aufgewärmt wurde, so hat sie in der Mitte wie am Rande eine gleichmässige Temperatur, was sich in der überraschendsten und günstigsten Weise bei dem nun folgenden Aufblasen zeigt. Alles Schwenken kann wegfallen. Die Drehung der werdenden Walze um ihre Längsachse und wiederholtes Anwärmen genügt nun, um in verhältnismässig rascher Zeit eine tadellos ausgebildete Walze zu erhalten (s. Fig. 9). Die Maschine in Fig. 4—8 entspricht der älteren umständlicheren Arbeitsweise, aus dem Vergleich mit Fig. 9 geht die Vereinfachung hervor, welche die Maschinerie bei der verbesserten Arbeitsweise erfahren hat. Es sind davon nur noch die Einrichtungen zum Drehen und zum Heben und Senken des Blase- und Halterahmens angeordnet. Bei dieser einfachen Maschine ist das Anhaften der Glasmasse an den Halter nach Fig. 1 bewirkt. Der Platte *n* entspricht die flache Form (Fig. 4), in welcher ein ringförmiger Rahmen mit Schraubbolzen (Fig. 9) vor dem Eingiessen des Glases eingelegt wird. Nach dem Eingiessen des Glases wird die der Platte *o* entsprechende, am senkrechten Schaft hängende Blasplatte so niedergesenkt, dass der Rand der Glasmasse zwischen ihr und dem zuvor eingelegten ringförmigen Rahmen eingeklemmt wird. Rahmen und Platte werden mit Hilfe der Schraubbolzen aneinander befestigt, so dass hiermit die Anhaftung

der Glasschicht an der Platte gegeben ist. Der obere, später abzutrennende Randwulst der Glaswalze ist bei diesem Verfahren sehr dünn. Es gibt also wenig Glasverlust und die Walze kann leicht durch Lösen der Verschraubungen und des Ringrahmens von der Platte getrennt werden. Natürlich könnte die Glaswalze auch einfach an einen abwärts stehenden erhitzten Rand der Blasplatte angeheftet und nach Fertigstellen durch sanftes Klopfen davon gelöst werden. Die Mengenleistung des oben geschilderten Verfahrens ist eine ganz ausserordentliche. Zunächst überschreiten die Abmessungen der danach hergestellten Walzen ganz bedeutend die übliche Grösse der von der Hand geblasenen, ja es hat sich gezeigt, dass die gleichmässige Verteilung des Glases in der Wandung der Walze und die Gradwandigkeit der Walze umso leichter zu erreichen sind, je grösser der Durchmesser der Walze gewählt wird, welcher lediglich von dem Durchmesser des angewendeten Blase- und Halterahmens abhängt. Da ferner die Praxis ergeben hat, dass eine Walze von grossem Durchmesser in derselben Zeit hergestellt werden kann wie eine Walze mit kleinem Durchmesser, so ergibt sich, dass dem Durchmesser der erblasenen Walzen entsprechend auch die Erzeugungsmenge der Maschine steigt. Die Abmessungen der Maschinenwalzen sind vorläufig auf 1,25 m Durchmesser bei 3,50—3,75 m Länge festgelegt, was etwa 13 qm Fensterglas in jeder Walze oder das Achtfache einer von Hand gefertigten Walze ergibt. Die Herstellung einer solchen Walze nimmt sechs Minuten einschliesslich des Aufgiessens der Glasmasse in Anspruch, so dass einschliesslich der Zeit für das Abnehmen der Walze mit einer Erzeugung von acht Walzen in der Stunde gerechnet werden kann, was 100 qm Fensterglas f. d. Stunde und Maschine oder, bei drei Arbeitsschichten zu je acht Stunden eine tägliche Erzeugung (in 24 Stunden) von 2400 qm und 14,400 qm in sechs Tagen ausmacht. Es ist dies mehr als das Fünffache der für das vielberufene *Glass Trust*-Verfahren angegebenen Leistungsfähigkeit. Der Aufwand an Bedienungspersonal für die einzelne Maschine beläuft sich auf zwei Mann f. d. Schicht und auf drei Mann zur Hilfeleistung (Abnehmen und Fortschaffen der Walzen usw.), also auf fünfzehn Mann f. d. Maschine und vierundzwanzig Stunden. Verglichen mit der Handarbeit, leistet die *Sievert*sche Maschine bei langsamer, auf $^3/_4$ der vollen angenommenen Arbeit, und bei der angegebenen Besatzung von fünfzehn Mann die Arbeit von vierundzwanzig Bläsern und achtundvierzig Hilfsmannschaften. Die Angaben über den Mannschaftsbedarf der amerikanischen Maschine machen es wahrscheinlich, dass die angegebenen Zahlen namentlich hinsichtlich der Hilfsmannschaft, zu niedrig gegriffen sind und dass in diesem Punkte von einer Ueberlegenheit der Maschine über die *Sievert*sche nicht wohl gesprochen werden kann. Der entscheidende Punkt bei dem Vergleiche steht aber noch aus, nämlich die Güte des Erzeugnisses. Die Wichtigkeit dieses Punktes ist eingangs genügend beleuchtet worden, es mag daher hier nur wiederholt werden, dass bei den ausländischen Maschinen ein minderwertiges Tafelglas erzeugt wird, während die *Sievert*sche Maschine ein Erzeugnis liefert, das den Wettbewerb mit dem von Hand gearbeiteten aufnimmt. Der Beweis dafür wird in nicht allzuferner Zeit auf offenem Markte geliefert werden.

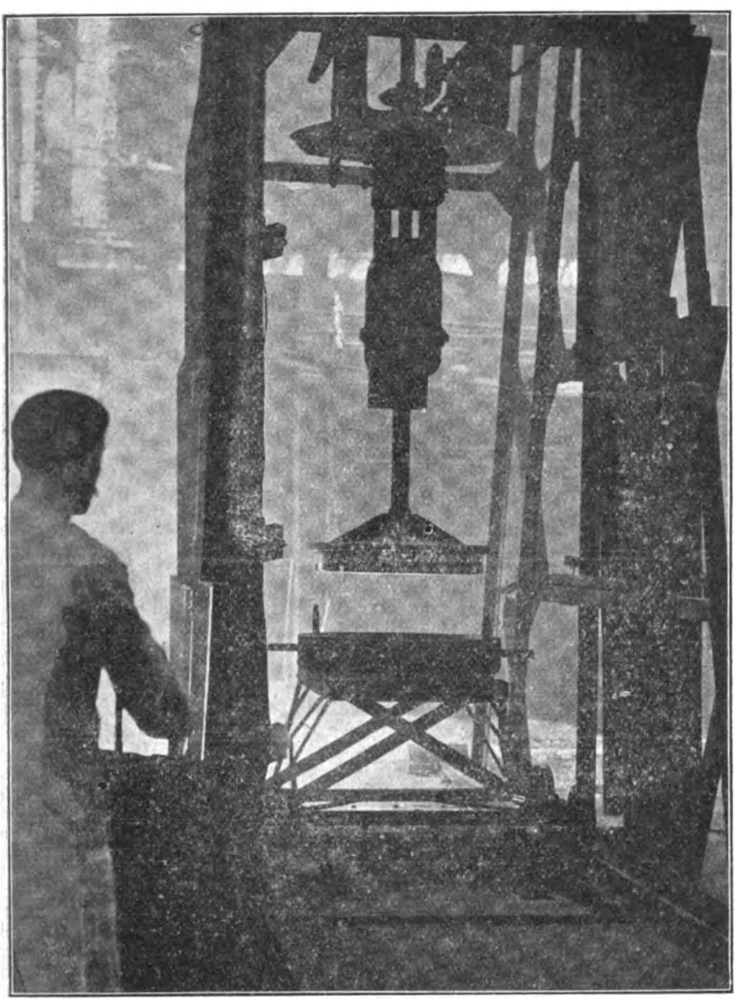


Fig. 6.

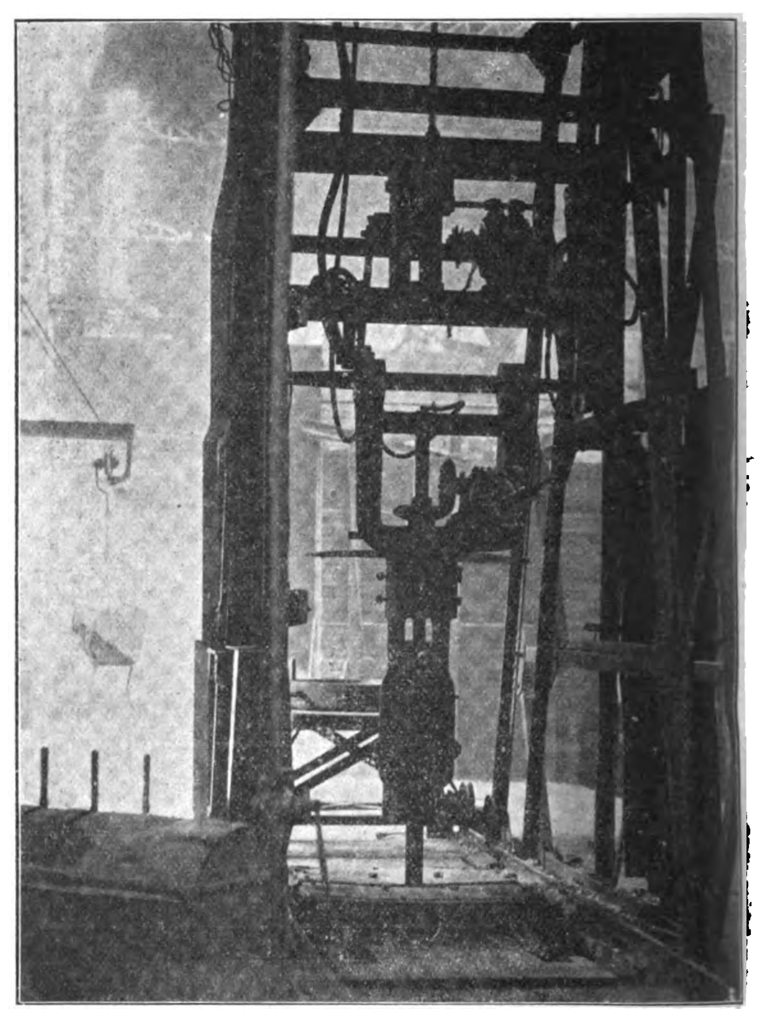


Fig. 7.

Wenngleich die beschriebene Maschine, wie schon erwähnt, mit Rücksicht auf die Herstellung von Glas-

walzen ausgebildet und hierfür besonders bestimmt ist, so ist sie in ihren Grundzügen vortrefflich geeignet, auch bei den übrigen Ausführungsformen des vielseitigen *Sievert*schen Glasblaseverfahrens gute Dienste zu leisten. Die Anordnung der Wärmgrube unter der Blasevorrichtung ermöglicht auch bei der Herstellung anderer grosser Glaskörper, z. B. der schon früher fabrizierten geblasenen Glasbadewannen, den Glaskörper während der Blasearbeit mühelos nach Bedarf aufzuwärmen. Hierdurch wird die Gefahr beseitigt, dass die Glaswanne, welche in einer Form geblasen wird, während der Arbeit etwa zu rasch und ungleichmässig erstarrt und im fertigen Zustande innere Spannungen aufweist, welche sich später im Gebrauche der Wanne durch Zerspringen unliebsam bemerkbar machen können. Die Haltbarkeit der unter Zuhilfenahme der Anwärmegrube geblasenen Badewannen wird also sehr erhöht werden. Die Einrichtung zum Drehen des Blase- und Halterahmens gestattet es, beim Blasen in runden Formen den Glaskörper zu drehen und so die Bildung von „Formnähten“ zu verhindern. Da der werdende Glaskörper während des Blasens frei zugänglich aufgehängt ist, so kann jeder zur Erzeugung von Besonderheiten der Gestalt etwa nötige Eingriff von Hand aufs bequemste ausgeführt werden. Die Maschine wird z. B. in beträchtlichem Umfange zum Blasen von viereckigen Akkumulatorenkästen verwendet. Es hat sich hierbei als zweckmässig erwiesen, die gute Ausbildung der Kastenkanten dadurch zu unterstützen, dass man den noch unfertig herabhängenden Glasbeutel mit Schlagleisten von L-Form bearbeitet, deren zwei in wagerechter Lage die entgegengesetzten Seiten des Glaskörpers bearbeiten und seine Ueberführung in scharf vierkantige Gestalt erleichtern. Diese Arbeit ist bei der Maschine bequem auszuführen.

Vor allem aber, das sei nochmals betont, liegt das Schwergewicht der Maschine darin, dass es dem *Sievert*schen Blaseverfahren das weite und fruchtbare Feld der Fensterglasherstellung erschliesst. Das *Lubbers*sche Verfahren ist mit einem wahren Verblüffungsfeldzug in Szene gesetzt worden und die grossprecherischen Berichte amerikanischer Quellen haben im Anfang allzu gläubige Ohren gefunden. Von der *Sievert*schen Maschine darf man hoffen, dass sie, wie jede gute Sache, am wirksamsten sich selbst loben wird.

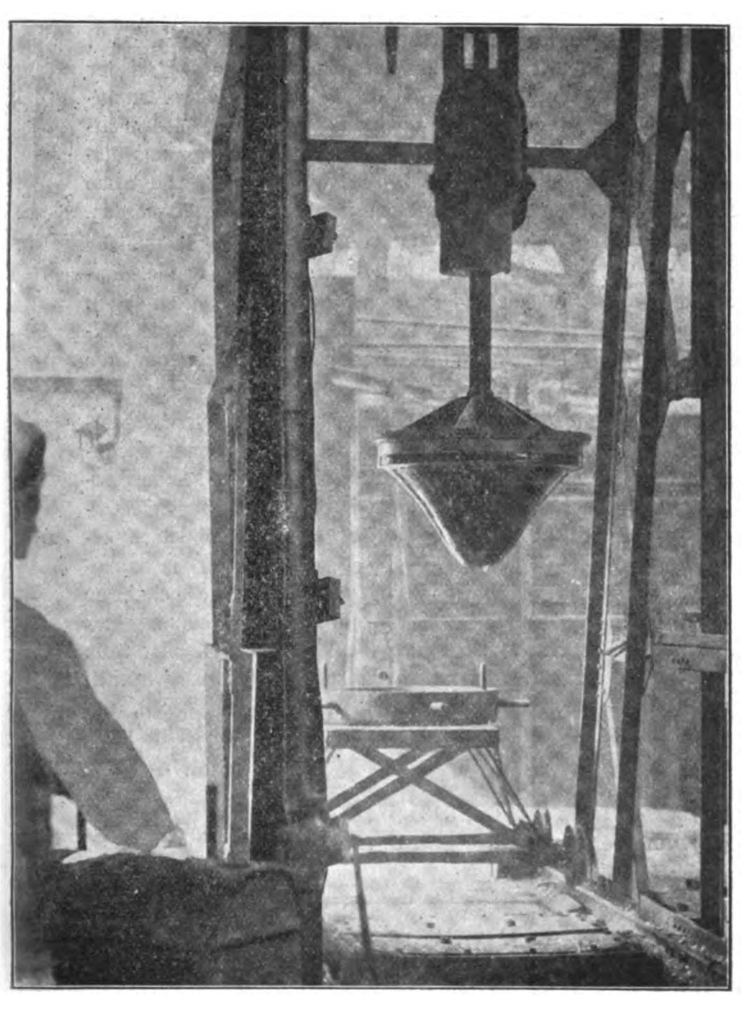


Fig. 8.

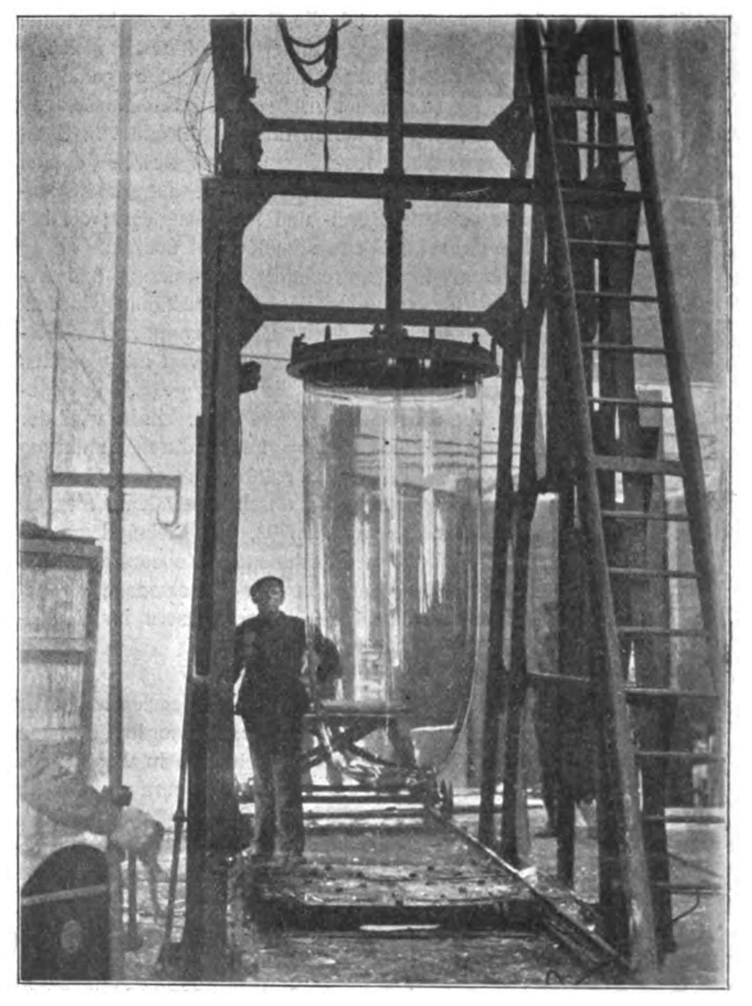


Fig. 9.

Kleinere Mitteilungen.

Die physikalischen Eigenschaften des Glases als Funktionen der chemischen Zusammensetzung. [1]

Der Begriff *Glas* wird von *Zschimmer* folgendermassen begrenzt:

„Wir verstehen unter „*Glas*“ den Inbegriff einer unendlich variablen Gruppe von amorph erstarrten Schmelzprodukten mineralischer saurer Oxyde (insbesondere von Kieselsäure und ver-

[1] *E. Zschimmer*, Zeitschrift für Elektrochemie 1905, S. 629 bis 638.

wandten Säuren) in salzartiger Mischung mit basischen Oxyden. Von den Kristallen unterscheidet sich „Glas" durch das Fehlen ausgezeichneter Richtungen, von metallischen Stoffen namentlich durch die elektrischen Eigenschaften, da es eine (wenn auch geringe) elektrolytische Leitfähigkeit besitzt."

Während man früher nur Gläser aus Kieselsäure, Alkali, Kalk, Tonerde und Bleioxyd in wechselnden Mengen herstellte, ist man in den letzten zwanzig Jahren durch Einführung zahlreicher neuer Bestandteile in systematischer Arbeit zu zahllosen neuen Glasmischungen und damit zu hervorragenden Verbesserungen gelangt. Das grösste Verdienst an diesen bahnbrechenden Forschungen gebührt *Otto Schott* in Jena und seinen Mitarbeitern.[2])

An Säuren sind Borsäure und Phosphorsäure hinzugekommen, an Basen: Magnesia, Zinkoxyd, Baryt, Antimonoxyd, Arsenik, Eisenoxyd und Manganoxyd und die Oxyde seltener Elemente.

Durch vieljährige mühevolle Arbeit (über 4000 Schmelzversuche sind bis jetzt in Jena ausgeführt worden) ist es gelungen, die zahlenmässigen Beziehungen zwischen der Zusammensetzung und den physikalischen Eigenschaften für eine Anzahl von Glasmischungen sehr angenähert festzulegen. Zum Beweise dessen gibt *Zschimmer* Tabellen des räumlichen Ausdehnungskoeffizienten für Silikat-, Borosilikat-, Borat- und Phosphatgläser; die berechneten und beobachteten Werte stimmen gut überein.

In ähnlicher Weise ist die Brechung, Zerstreuung und Absorption des Lichtes für zahllose Glasflüsse bestimmt worden. Unter anderem ergab sich, dass der Brechungsindex der Borsäure und der Kieselsäure durch „Auflösung" von Metalloxyden erhöht wird und zwar um so beträchtlicher, je grösser das Molekulargewicht des betreffenden Metalloxydes ist. Z. B. wird der Brechungsindex der Borsäure ($N_D = 1{,}462$) durch Zuführung von Baryt (40 Teile auf 100 Teile Borsäure) um etwa 114 Einheiten der dritten Dezimale erhöht; durch äquivalente Mengen von Lithion um 77, von Zinkoxyd um 93, von Bleioxyd um 248 Einheiten derselben Stelle. Mit zunehmender Konzentration des Oxydes wächst die Brechung, aber in sehr verschiedener Weise.

Sehr wichtig ist für den Gebrauch von Gläsern ihr Verhalten gegen Gase und Flüssigkeiten.

Zschimmer fand:

„Jedes alkalihaltige Glas „adsorbiert" und kondensiert aus höher erhitztem, nahezu gesättigtem Dampf flüssiges Wasser in Form von winzigen Tröpfchen. Dieser Prozess vollzieht sich in weniger als zwölf Stunden. — Bei gewöhnlicher Zimmertemperatur und an freier Luft zeigt sich auf frisch polierten Flächen derselben Gläser nach Wochen (oder erst nach Jahren) ein Beschlag, der aus Tröpfchen von alkalischer Reaktion oder aus Kristallen besteht."

Glasgefässe für chemische Zwecke sollen auch von kochendem Wasser nicht merklich angegriffen werden; dieser Anforderung wird das *„Jenaer Geräteglas"* in hohem Grade gerecht: es erleidet in destilliertem Wasser von 80° einen 13 mal geringeren Gewichtsverlust als bestes böhmisches Glas. Dies Geräteglas ist gleichzeitig so unempfindlich gegen plötzliche Temperaturänderungen, dass ein mit kaltem Wasser gefüllter Kolben auf freier Flamme ohne Drahtnetz erhitzt werden kann.[3])

Schwer schmelzbares Glas braucht der Chemiker zu Verbrennungsröhren; auch hier steht das *„Jenaer Verbrennungsröhrenglas"* an der Spitze.

Der Physiker braucht für seine Thermometer ein Glas, das durch die Wärme möglichst wenig ausgedehnt wird und nach dem Abkühlen das frühere Volumen ohne Verzögerung wieder annimmt; für diesen Zweck wurde das bekannte *Jenaer Normalglas* hergestellt, das seinerseits wieder von dem „Borosilikat-Thermometerglas 59^{III}" übertroffen wird; Thermometer aus diesem neuen Glase sind ausserdem unempfindlich gegen grosse Temperaturunterschiede und können bis 500° benutzt werden.

Für die Dreifarbenphotographie werden optisch einheitliche Rotfilter, Grünfilter und Blauviolettfilter hergestellt, für die Himmelsphotographie Linsen und Prismen, die für die ultravioletten Strahlen besonders durchlässig sind. Dieses letztgenannte UV-Glas wird auch bei einer Quecksilberlichtlampe verwandt, die *Schott* in jüngster Zeit konstruiert hat, der Jenaer *Uviol-Lampe.*

Der Grossindustrie sind die Jenaer Forschungen von wesentlichem Nutzen gewesen, als es galt, für die *Auer*-Brenner Zylinder zu fertigen, die den dort auftretenden schroffen Temperaturschwankungen gewachsen sind. Erst durch das *„Jenaer Zylinderglas"* wurde der glänzende Siegeslauf des Gasglühlichtes ermöglicht.[4])

So gross die praktischen Errungenschaften freilich sind, so sind die rein theoretischen Fortschritte in der Erkenntnis des Glases um so geringer. Ob chemische Verbindungen oder feste Lösungen oder beides zugleich vorliegen, darüber können wir auch heute noch nichts Bestimmtes aussagen; die Schnelligkeit, mit der die Glasschmelzen abgekühlt werden, spielt dabei eine nicht unwichtige Rolle. *Arndt.*

[2]) D. p. J. 1898, **313**, S. 164.

[3]) Vergl. D. p. J. 1898, **313**, S. 182.

[4]) Vergl. D. p. J. 1898, **313**, S. 182.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Zum Entwurf einer Schwebebahn in Berlin. 1905. Continentale Gesellschaft für elektrische Unternehmungen, Nürnberg.

Vergleichende Untersuchungen von Kreiselpumpen. Von Dipl.-Ingenieur *E. Förster.* Mit 9 Tafeln und allen Versuchsresultaten. Breslau, 1905. Trewendt & Granier, (Alfred Preuss.) Preis geh. M. 2,40.

Die Entwicklung des niederrheinisch-westfälischen Steinkohlenbergbaues in der zweiten Hälfte des 19. Jahrhunderts. Herausgegeben vom Verein für die bergbaulichen Interessen im Oberbergamtsbezirk Dortmund in Gemeinschaft mit der Westfälischen Berggewerkschaftskasse und dem Rheinisch-Westfälischen Kohlensyndikat. VI. Wetterwirtschaft. Mit 225 Abb. und 25 Tafeln. Berlin, 1903. Julius Springer.

Die Luftpumpen. Projektierung, Berechnung und Untersuchung der Kompressoren und Vakuumpumpen. Ein Handbuch für die Praxis von Dipl.-Ing. *M. Hirsch.* In zwei Bänden. Hannover, 1805. Dr. Max Jänicke. Preis geh. M. 8,—.

Die Achsenregulatoren, deren Theorie, Berechnung und Konstruktion. Von *Josef Finkel,* Ingenieur. Mit 79 Abb. Leipzig, 1905. Carl Scholtze, W. Junghans. Preis geh. M. 4,50.

Otto Hübners Geographisch- statistische Tabellen aller Länder der Erde. 54. Ausgabe für das Jahr 1905. Herausgegeben von Universitäts-Professor Dr. *Fr. v. Juraschek,* Hofrat der k. k. österr. stat. Zentral-Kommission, Ehrenmitglied der Royal Stat. Society in London usw. Frankfurt a. M. Heinrich Keller.

Kurzer Leitfaden der Elektrotechnik für Unterricht und Praxis in allgemein verständlicher Darstellung. Von *Rudolf Krause,* Ingenieur. Mit 180 Abb. Berlin, 1905. Julius Springer. Preis geb. M. 4,—.

Die gebräuchlichsten Dampfturbinen-Systeme für Land- nnd Schiffszwecke nach Konstruktion und Wirkungsweise Von *Max Dietrich,* Marine-Oberingenieur a. D. Mit 151 Abb. und zahlreichen Tabellen. Rostock i. M., 1906. Volkmann (Volkmann & Wette). Preis geh. M. 8,—.

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

86. Jahrg., Bd. 320, Heft 45. **Berlin, 11. November 1905.**

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Entwurf einer Schwebebahn für Berlin.

Von der „*Continentalen Gesellschaft für elektrische Unternehmungen*", welche sich bekanntlich an dem lebhaften, die Erweiterung der Schnellverkehrsmittel Berlins betreffenden Wettbewerb durch den Antrag zur Herstellung einer Schwebebahnlinie beteiligt hat, wurde kürzlich eine Denkschrift ausgegeben, in welcher die Nützlichkeit der Errichtung einer solchen Bahn unter Vorführung einer reichen Menge ebenso interessanter als geschickt beleuchteter Unterlagen und statistischer Ziffern erläutert wird. Nach dem Endergebnis dieser Darstellungen würde die Hauptaufgabe der künftigen Berliner Schnellverkehrs-Anlagen zuvörderst in der Entlastung der Leipziger Strasse vermittels einer *Nordsüdlinie* liegen, deren Endpunkte durch den geeigneten, nämlich durch einen dem gegenwärtigen und voraussichtlich künftigen Vorortverkehr angepassten Anschluss an die Stadtbahn gegeben erscheinen. Geleitet von dieser Erwägung sowie auf Grund der eingehendsten Vorerhebungen über die verschiedenen örtlichen Bauhindernisse und Untergrundverhältnisse liess die genannte Gesellschaft den in Fig. 1 und 2 näher ersichtlich gemachten Entwurf ausarbeiten. Er hat allerdings für ihre Kostenanschläge und Rentabilitätsberechnung als Unterlage gedient, ist dabei aber selbstverständlich in den Einzelheiten keineswegs als unabänderlich anzusehen, da ja erst nach der behördlichen Prüfung oder bei der Ausführung den sich herausstellenden Anforderungen Rechnung zu tragen sein wird. Vorläufig zog man in letzterer Beziehung lediglich in Betracht, dass allenfalls anstatt der Linienführung durch die Prinzenstrasse jene über den Luisenstädtischen Kanal gewählt werden könne, in ähnlicher Weise, wie auf der Schwebebahn *Barmen—Elberfeld—Vohwinkel* der Lauf der Wupper ausgenützt ist; doch wird vorläufig auf diese mögliche Abweichung im vorliegenden Entwurf kein Bezug genommen.

Nach letzterem soll die Schwebebahnlinie vom Bahnhof *Gesundbrunnen* der Stadtbahn ausgehend, natürlich zweigleisig, ihren Weg durch die *Brunnen-* und *Lothringer Strasse*, das *Scheunenviertel*, die *Kaiser Wilhelm-, Dickens-, Neue Ufer-, Ohm-, Neander-, Prinzen-, Lade-, Wilms-, Dieffenbach-Strasse*, dann über den *Hohenstaufenplatz*, den *Kottbuser Damm*, den *Hermannplatz* sowie schliesslich durch die *Berliner-* und *Berg-Strasse* bis zur *Britzer Grenze* nehmen, wo der zweite Endbahnhof seinen Platz erhält. Da die Enden dieser Linie als Kehrschleifen angeordnet sein werden, bilden die beiden Gleise der Bahn eine in sich geschlossene, ununterbrochene Fahrbahn, welche, soweit sie von Reisenden benutzt wird, keine einzige Weiche enthält. Im ganzen sind 17 Anhaltestellen vorgesehen, nämlich: *Gesundbrunnen, Lortzing-Strasse, Bernauer Strasse, Invaliden-Strasse, Rosenthaler Thor, Schönhauser Thor, Alexanderplatz, Jannowitz-Brücke, Schmid-Strasse, Moritzplatz, Prinzen-Strasse, Grimmstrasse, Hermannplatz, Amtsgericht, Hohenzollernplatz, Rixdorf* und *Britzer Grenze*.

Die Länge der ganzen Linie einschliesslich der Haltestellen *Gesundbrunnen* und *Britzer Grenze*, jedoch ungerechnet die Kehrschleifen und Betriebsbahnhöfe, beträgt fast genau 11,900 km, wovon 3,335 km in Krümmungen und 8,565 km in Geraden, sowie 4,885 km in Gefälle und 7,015 km wagerecht liegen. Insgesamt sind für die Richtungsänderungen der laufenden Bahn 33 Bogen in Aussicht genommen, von denen die vier schärfsten den Halbmesser von 50 m erhalten sollen. Das stärkste in der Fahrbahn vorkommende Gefälle ist mit 1 : 30 vorgesehen. Die Schienenoberkante liegt an den niedrigsten Stellen der Bahn 10 m, an der höchsten 21,5 m hoch über der Strassenoberfläche und ist die letztgenannte ausserordentliche Höhe im Kilometer 4,292 bis 4,407 bedingt, wo die Schwebebahn in einem schiefen Winkel die Westlinie der Stadtbahn übersetzt, weil daselbst gemäss Anforderung der Königl. Eisenbahn-Direktion soviel Raum oberhalb des Stadtbahnkörpers frei bleiben muss, als es geboten erscheint, um für spätere Zeiten den allenfalls nötig werdenden Aufbau eines zweiten Stockwerkes der Stadtbahn nicht zu behindern. Eben infolge dieser Bahnübersetzung ergibt sich auch die Notwendigkeit, zunächst derselben auf eine Strecke von 230 m das weiter oben erwähnte stärkste Gefälle von 1 : 30 einzulegen. Nebst dieser Bahnübersetzung zählt zu den bedeutendsten Bauwerken der offenen Strecke die Ueberbrückung der Spree zwischen Kilometer 4,670 und 4,680, vergl. Fig. 3, wo der Fluss durch einen einzigen aus parabolischen Trägern gebildeten Bogen überspannt werden soll, dessen Scheitel etwa 16 m über dem mittleren Wasserstand der Spree liegt, während ihn das die Fahrschienen und die Station *Jannowitzbrücke* tragende Brückengerüst noch um 5 m überragt. An zwei Stellen, nämlich zwischen der *Neuen Uferstrasse* und der *Ohmstrasse* sowie zwischen letzterer und der *Neander-Strasse* nimmt die Schwebebahnlinie ihren Verlauf durch Häuserblocks und sind sonach auch an diesen Punkten besonders schwierige Bauausführungen zu gewärtigen.

Was die Anhaltestellen und Bahnhofanlagen betrifft, so geht die Absicht dahin, vorläufig den Bahnsteighallen und Bahnsteigen mindestens eine Länge von 48 m zu geben, d. i. soviel, als für Züge, welche aus drei Wagen bestehen, erforderlich ist, diese Baulichkeiten aber derart anzulegen, dass sie künftighin gesteigerten Bedürfnissen angepasst und ohne Schwierigkeiten verlängert werden können. Für die Endbahnhöfe liegt zuvörderst bloss der in Fig. 4 wiedergegebene Grundriss des Endbahnhofes *Gesundbrunnen* vor, dem im wesentlichen auch der andere Betriebsbahnhof in *Rixdorf* bezw. *Britz* nachgebildet werden soll. Wie sich zeigt, sind sämtliche Gleise derart angeordnet, dass sie bei der Benutzung durch Fahr-

zeuge für alle Fälle nur das Vorwärtsfahren der letzteren bedingen. Als Abschluss des Doppelgleises der laufenden Linie gliedert sich ersterem eine Kehrschleife an, von der die Einschiebung von Ersatzfahrzeugen oder von frisch auslaufenden Erforderniszügen zu gestatten, sei es um etwaige Unregelmässigkeiten in der Zugfolge auszuglei-

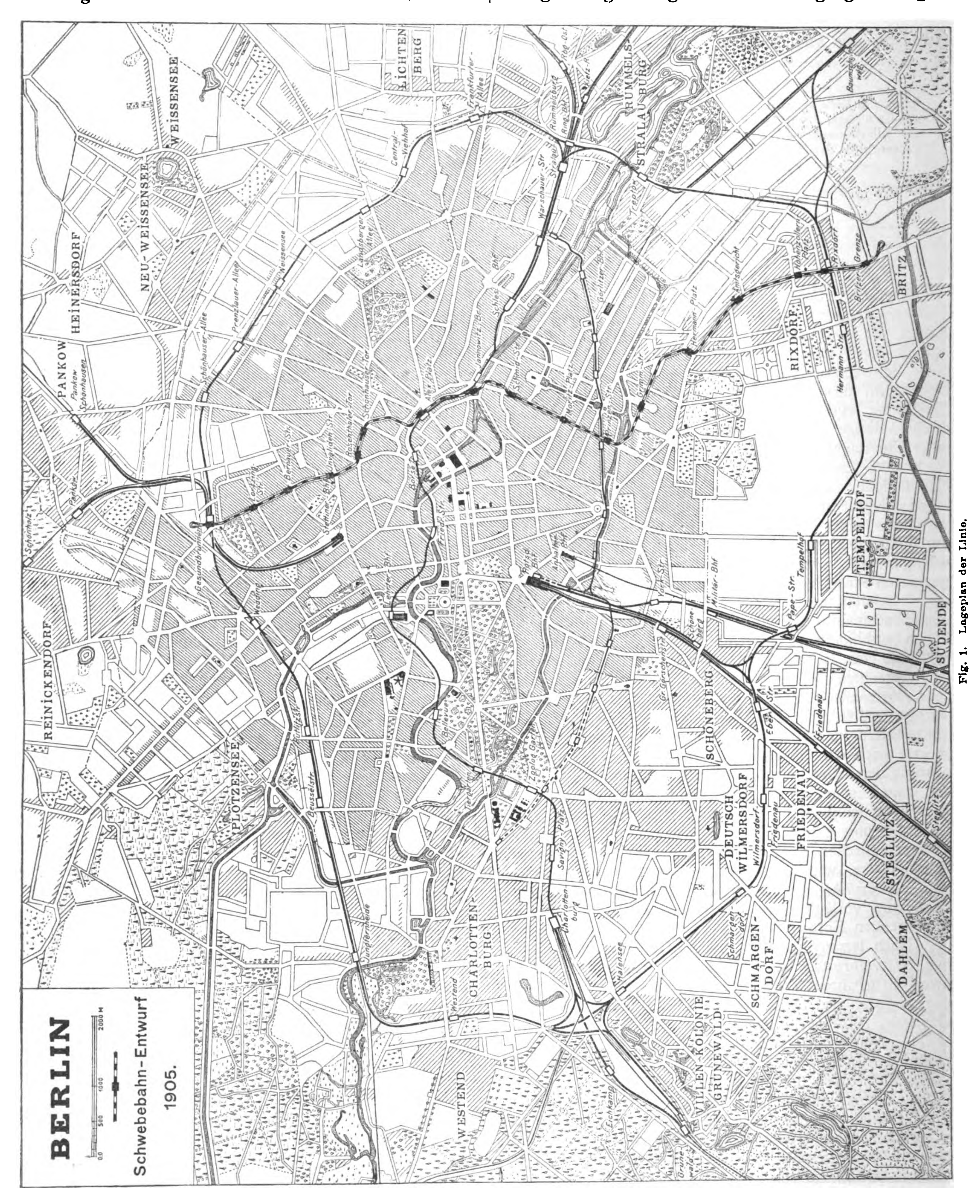


Fig. 1. Lageplan der Linie.

sich in einem Aste zwei Nebengleise abzweigen, welche den Zweck haben, ohne jegliche Störung des Betriebes das Anhalten von Fahrzeugen behufs Untersuchung der Treibwerke oder Wagen durchführen zu lassen oder auch chen oder die Anzahl der Züge beliebig und ohne Zeitverlust zu vermehren. Die an die Kehrschleife anschliessenden Schuppengleise dienen zur Aufstellung der Reservewagen und sind namentlich auch dazu bestimmt, die Aen-

derungen in den Zuglängen, nämlich die Vermehrung oder Verminderung der zu einem Zug vereinigten Wagen zu ermöglichen. Welche Weichengattung auf den Betriebsbahnhöfen in Anwendung kommen soll, ist leider im Entwurfe nicht ersichtlich und auch im Texte nicht erwähnt, doch werden für die Wahl derselben natürlich die auf der Linie *Barmen—Elberfeld—Vohwinkel* gemachten Erfahrungen, wo dreierlei Weichengattungen in Verwendung stehen, massgebend sein.

Hinsichtlich der Konstruktion des Traggerüstes sowie der Durchführung der Fahrgleise und der Stromzuführungen nebst sonstiger Ausrüstung der Fahrbahn wird mit Ausnahme verschiedener kleiner an Einzelheiten durchzuführender Verbesserungen, wie sich solche durch die Erfahrung ergeben haben, keine irgendwie wesentliche Abweichung von den auf der Schwebebahn *Barmen—Elberfeld—Vohwinkel* bewährten Formen und Anordnungen in Aussicht genommen. Zum Tragen der Fahrbahn nebst Untergerüste sollen jedoch in Berlin lediglich sogenannte *Mittelstützen,* Fig. 5, wie sie laut Entwurf beispielsweise für die Prinzenstrasse in Vorschlag gebracht wurden, oder *Gabelträger*, Fig. 6, zur Verwendung kommen, es wäre denn, dass die schon weiter oben erwähnte Variante der Linienführung über den Luisenstädter Kanal platzgreifen würde, wo natürlich nur schräge Schwebebahnstützen benutzt werden könnten. Aus den beiden Abbildungen Fig. 5 und 6 lässt sich auch ersehen, dass sowohl die Mittelstützen als die Gabelstützen für eine mehr oder minder reiche architektonische Ausstattung keineswegs ungeeignet sind und dass in dieser Beziehung für die Erzielung befriedigender Erfolge lediglich der gute Geschmack und die für Verschönerungszwecke verfügbaren Geldmitteln massgebend sein werden. Da ferner in allen den ausnahmslos schnurgraden und durchweg mindestens 22 m breiten Berliner Strassen, welche die Schwebebahn durchlaufen soll, immer nur eine einzige Stützenform zur Verwendung käme, müssten sich Strassenbilder ergeben, gegen welche vom malerischen Standpunkte eher geringere als nennenswertere Vorwürfe vorgebracht werden können, als solche von strengen Aesthetikern gegen die in städtischen Strassen oberirdisch angelegten Schnellverkehrsanlagen im allgemeinen erhoben werden.

Zur Beförderung von Fahrgästen soll auf der Berliner Schwebebahn ausschliesslich nur eine einzige Gattung Fahrzeuge Verwendung finden, nämlich mit zwei Motoren ausgestattete Treibwagen von der in Fig. 7, 8 und 9 im Grundriss, Aufriss und Querschnitt gekennzeichneten Anordnung, mit einem Fassungsraum für 85 Personen, von denen 46 Sitzgelegenheit vorfinden. Die vorne wie rückwärts in der Form eines halben Sechseckes abgeschrägten, 15,0 m langen, 2,60 m breiten und 2,35 m hohen Wagen gelangen bei der Bewegung, wie Fig. 7 zeigt, in einem gegenseitigen Abstande von 1,40 m an einander vorüber. Jeder Wagen ist mit einer besonderen Zugschaltungseinrichtung versehen, welche ihm gestattet, ebensogut einzeln als in Verbindung mit anderen Wagen zu fahren und letzterenfalls ohne Rücksicht auf die Reihenfolge, einem Zuge angekuppelt zu werden, wobei die solcher Art zusammengestellten Züge von dem Führer des jeweilig an der Zugspitze befindlichen Wagens gelenkt werden.

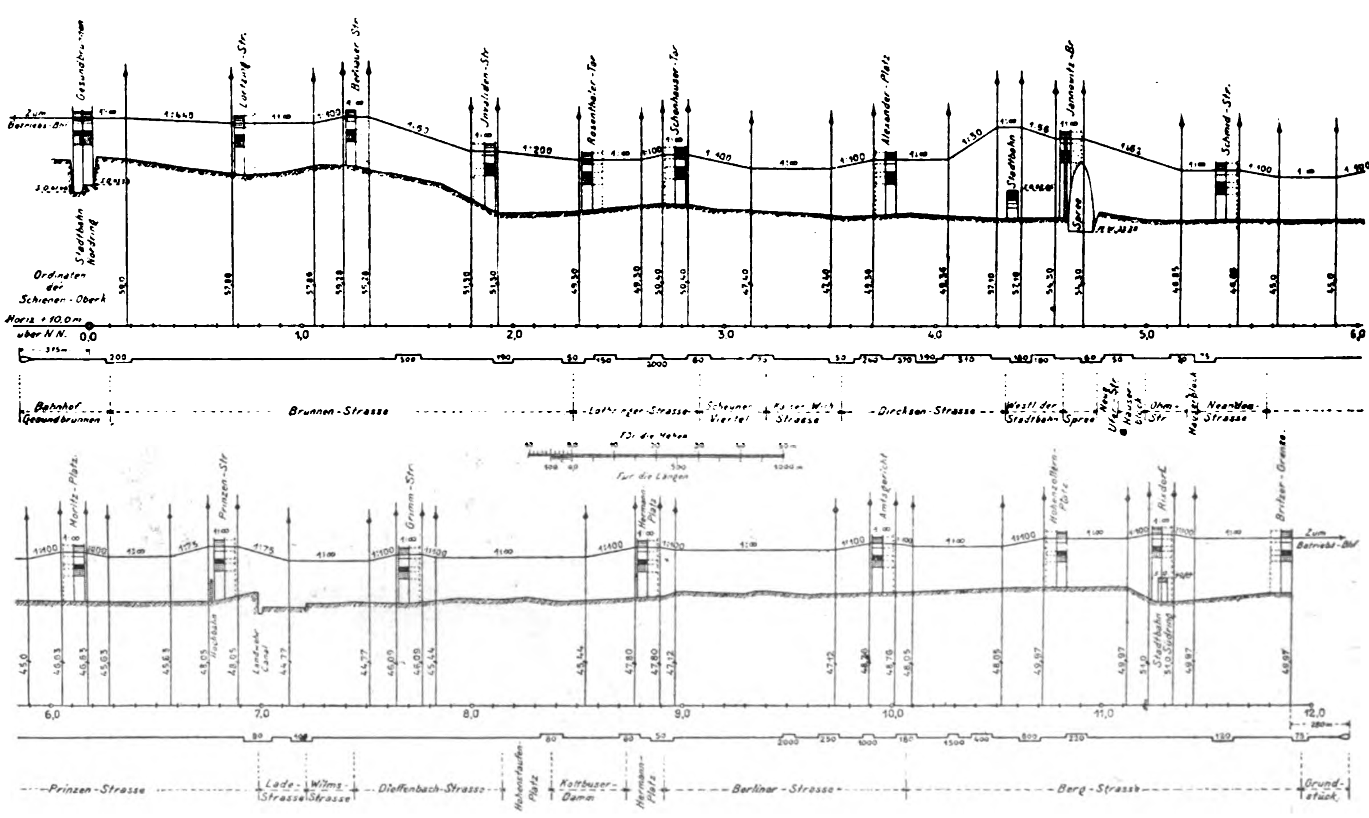


Fig. 2. Längenprofil.

Als eine wichtige zugehörige Betriebseinrichtung hat noch das zur Sicherung des Zugverkehrs vorgesehene elektrisch-selbsttätige *Natalis*sche Blocksignal Erwähnung zu finden, welches in D. p. J. 1902, **317**, S. 125, 138, 155, ausführlich beschrieben wurde, sich auf der Schwebebahn *Barmen—Elberfeld—Vohwinkel* vorzüglich bewährt hat und nun auch in Berlin zur Anwendung kommen soll. Die Signalgebung wird lediglich durch die fahrenden Züge gesteuert und geschieht mittels elektrischer Glühlampen, welche für *Freie Fahrt* grünes, für *Halt* rotes Licht sehen lassen, das an sämtlichen Haltestellen, sowohl den Zugführern als den Stationswärtern genau anzeigt, ob die in der Zugrichtung liegende Strecke bis zur nächsten Haltestelle noch von einem Zuge besetzt oder zugfrei ist. Da es nur letzterenfalls erlaubt ist, die Fahrt fortzusetzen, werden also die einzelnen Folgezüge stets mindestens auf Stationsentfernung auseinander gehalten.

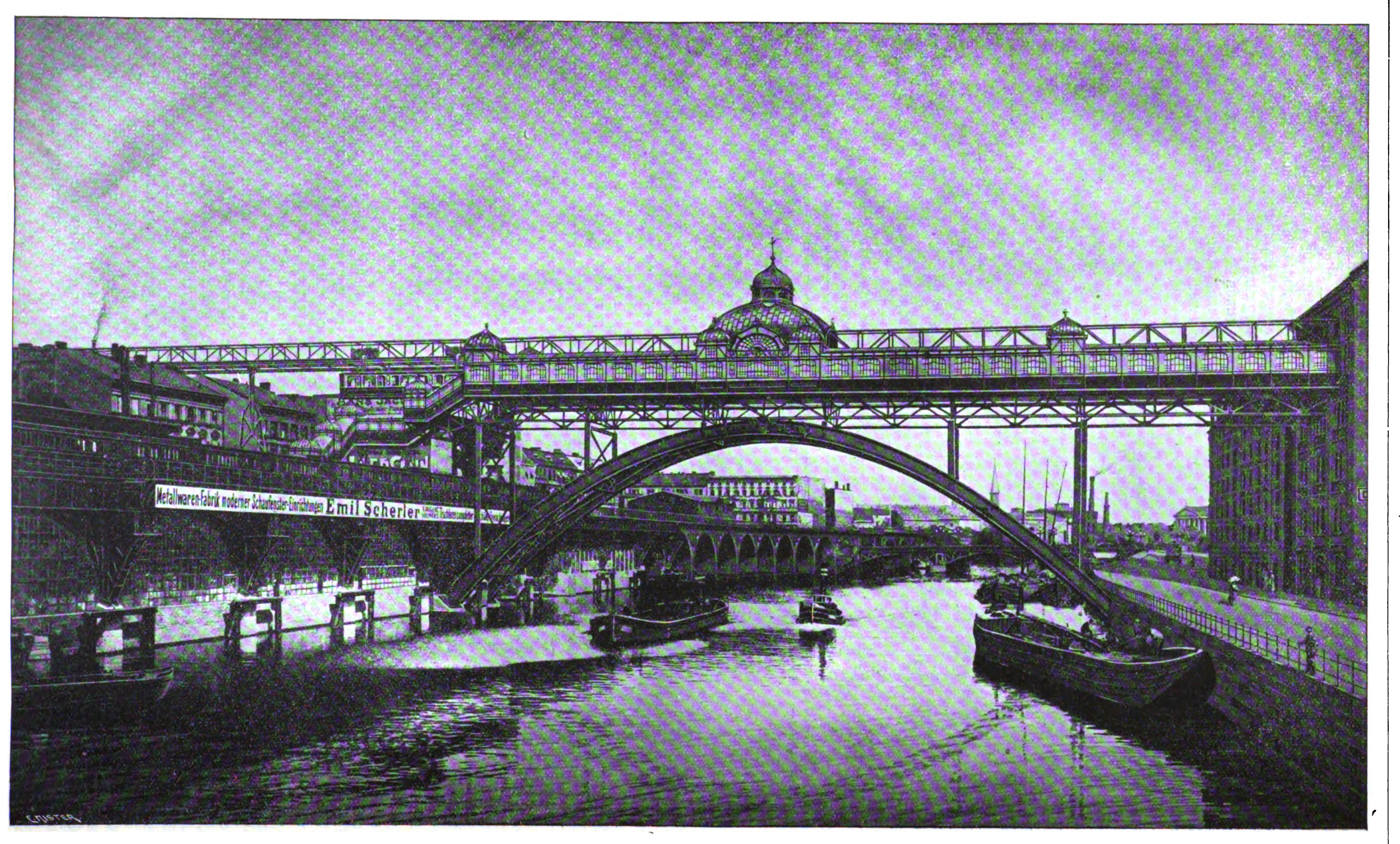


Fig. 3. Spreekreuzung nächst der Jannowitzbrücke.

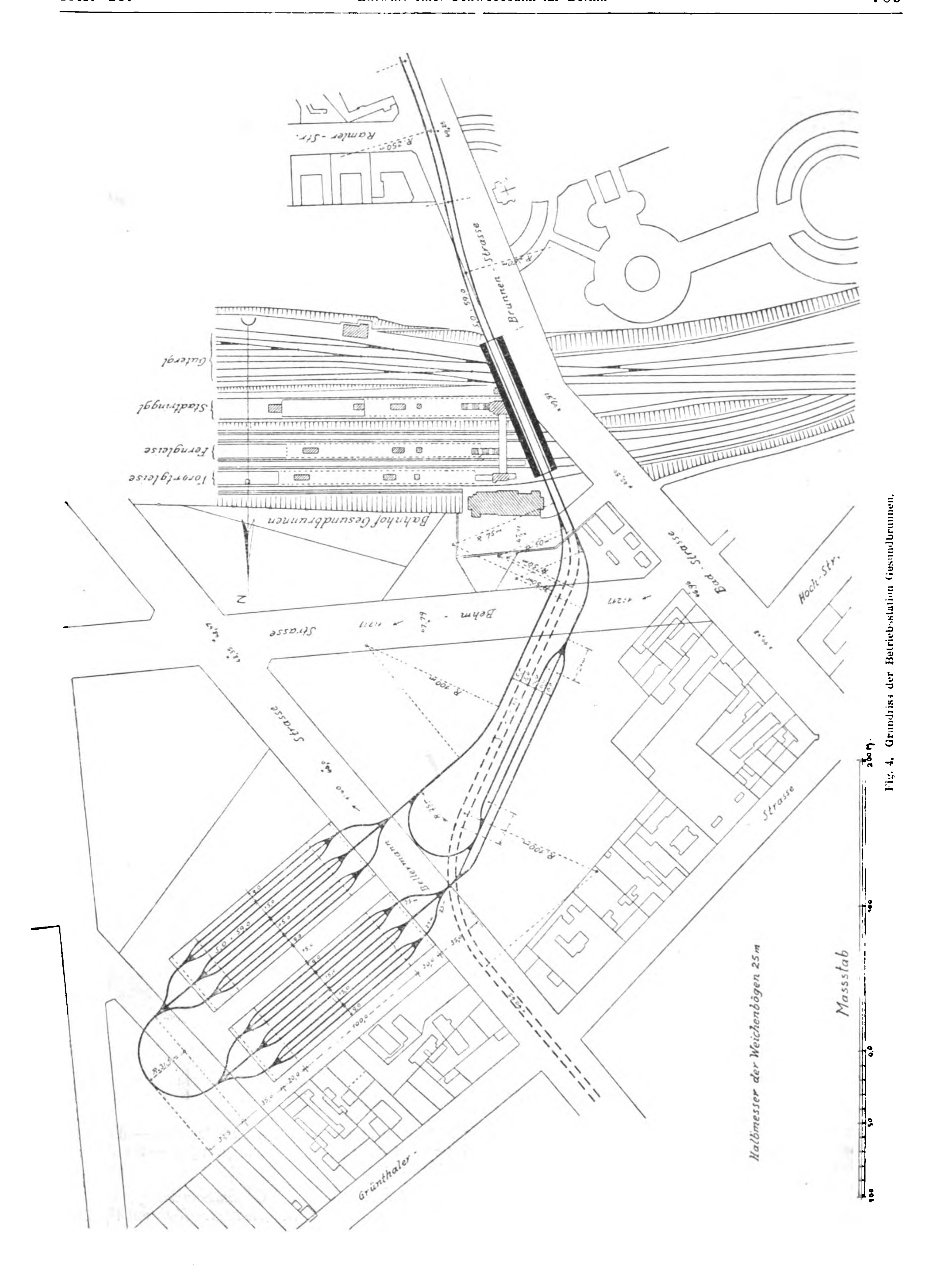


Fig. 4. Grundriss der Betriebsstation Gesundbrunnen.

Der Hauptvorzug dieser Blocksignaleinrichtung liegt in ihrer Zuverlässigkeit sowie in dem Umstand, dass bei etwa eintretenden Fehlern hierdurch höchstens eine Verzögerung der Zugfolge, niemals aber eine die Sicherung der Züge beeinträchtigende Signalfälschung hervorgerufen werden kann. Ausser der selbsttätigen Blocksignalanlage werden natürlich für die weitere gegenseitige Verständigung der den Fahrdienst leitenden Stationswärter untereinander oder mit der Betriebsleitung oder auch mit den Zugführern auf der Strecke, geeignete Fernsprechanlagen vorhanden sein.

Was endlich die Betriebsführung anbelangt, so ist zuvörderst *nur eine einzige* gediegen ausgestattete *Wagenklasse* in Aussicht genommen mit getrennten Abteilen für Raucher und Nichtraucher; ferner sollen die Züge in der Regel, d. h. solange es die jeweilige Beanspruchung der Bahnlinie zulässt, nur aus je *einem Wagen* bestehen und in den frühen Morgen- sowie in den späten Abendstunden alle 10 Minuten, während der übrigen Tagesstunden jedoch alle 5 Minuten hintereinander verkehren, welche Aufeinderfolge jedoch nach Erfordernis bis auf 2 Minuten herabgemindert werden kann. Bei einer grössten Fahrgeschwindigkeit von 50 km/Std. und einer mittleren Fahrgeschwindigkeit von 30 km/Std. würden sich — die wichtigsten Bahnstrecken in Betracht gezogen — die Fahrzeit der Züge:

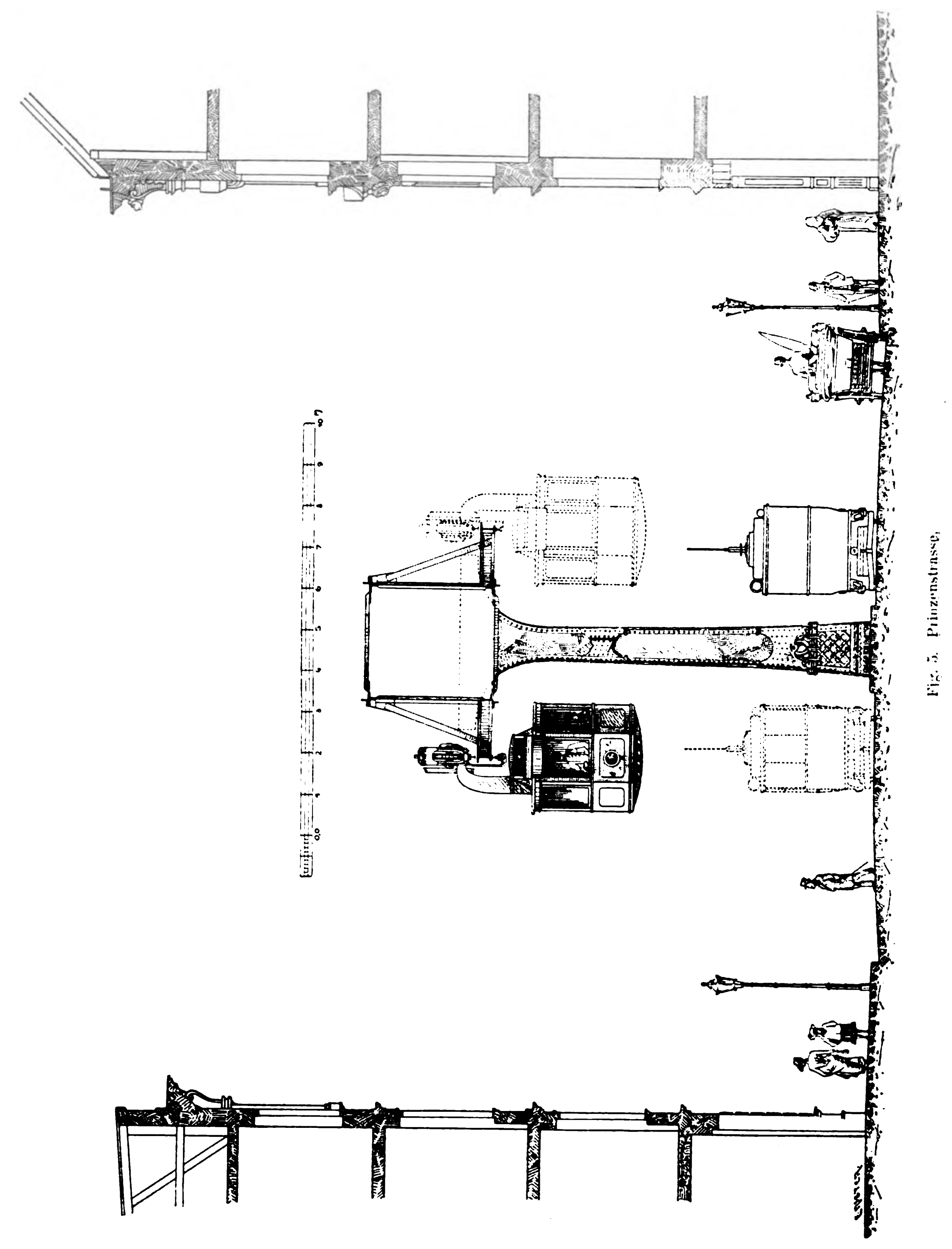


Fig. 5. Prinzenstrasse.

von der Anhaltestation *Gesundbrunnen*
bis zur Anhaltestation *Rosenthaler Thor* auf $4^2/_4$ Min.

von der Anhaltestation *Rosenthaler Thor*
bis zur Anhaltestation *Alexanderplatz* auf $2^3/_4$ Min.

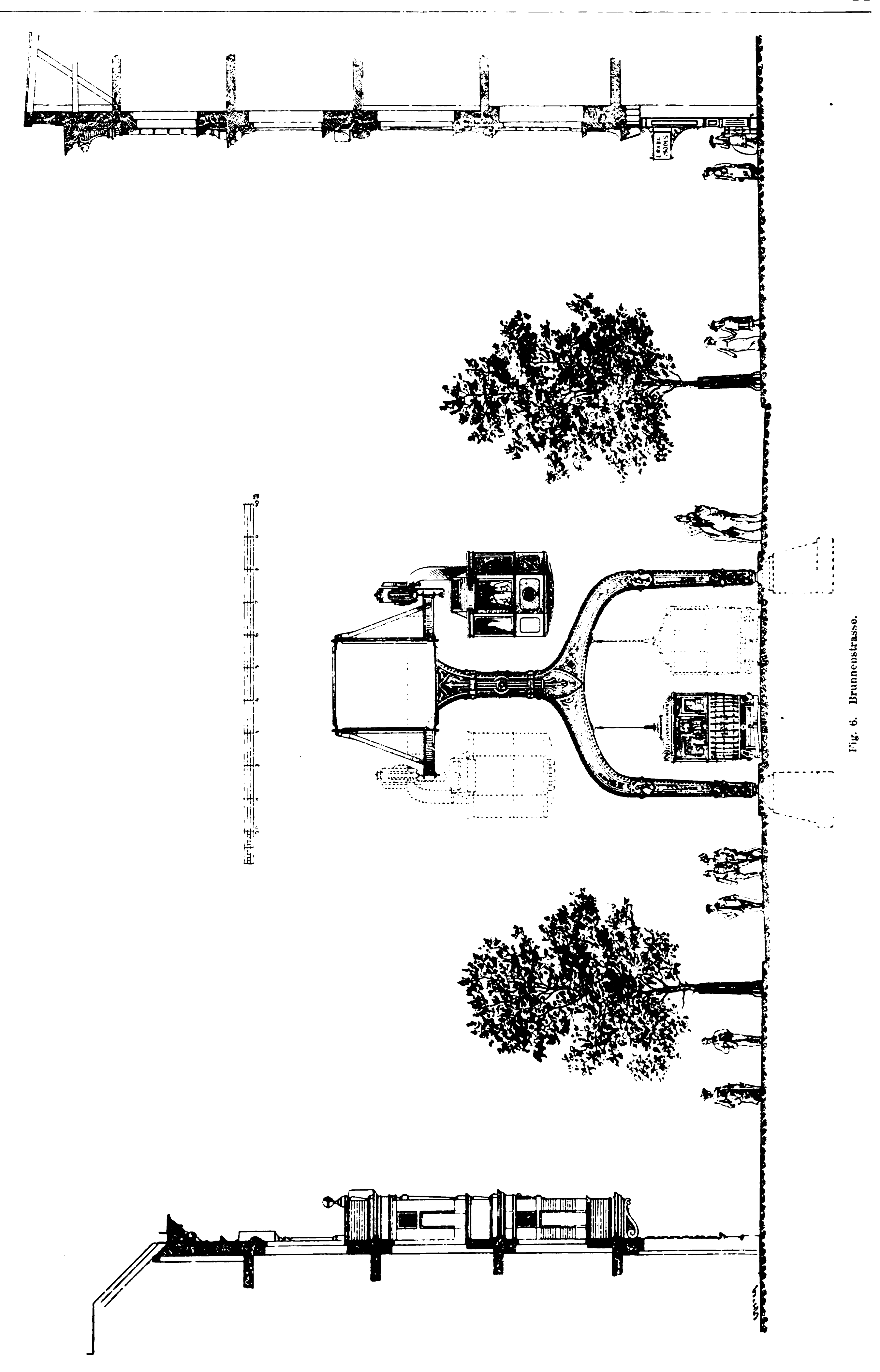


Fig. 6. Brunnenstrasse.

von der Anhaltestation *Alexanderplatz* bis zur Anhaltestation *Moritzplatz* auf $5^1/_4$ Min.
von der Anhaltestation *Moritzplatz* bis zur Anhaltestation *Hermannplatz* . . . auf 5 Min.
von der Anhaltestation *Hermannplatz* bis zur Anhaltestation *Rixdorf* . . . . auf $4^3/_4$ Min.
zusammen also von *Gesundbrunnen* bis *Rixdorf* auf $22^1/_4$ Minuten belaufen.

SEITEN-ANSICHT.

Fig. 8

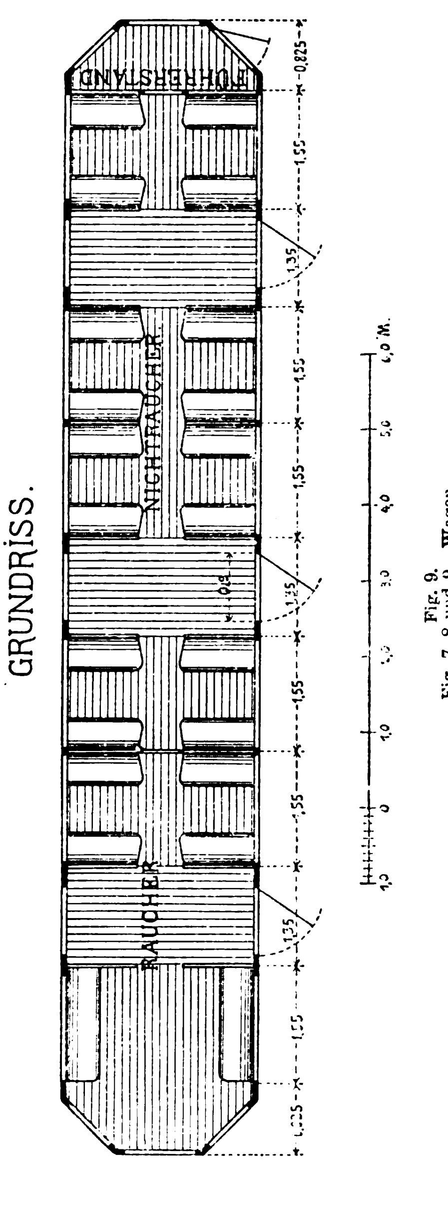


Fig. 9.

Fig. 7, 8 und 9. Wagen.

Der Zweiminuten-Verkehr mit Zügen von drei Wagen vorausgesetzt, für welche Züge, wie schon bemerkt, die Anlagen der Haltestelle zuvörderst bemessen wurden, liesse sich täglich die Beförderung von 7500 Fahrgästen in jeder Bahnrichtung, zusammen also von 15000 Personen bewältigen, was mindestens eine Jahresleistung von 40 bis 50 Millionen Einzelfahrten der Fahrgäste bedeuten würde. Sobald sich aber Anforderungen geltend machen, welche über diese Grenze der ersten Anlage hinaus drängen, werden die grössten Züge sechs Wagen erhalten und demgemäss die Haltestellen die bereits vorgesehene bauliche Erweiterung erfahren müssen, wodurch natürlich die Leistungsfähigkeit der Bahn sich verdoppeln wird. Einer solchen äussersten Leistung sind übrigens im Entwurfe die Betriebsbahnhöfe bereits angepasst, deren wohlüberlegte günstige Anlage es eben ist, die ein ganz ausserordentlich schnelles Zusammensetzen und Zerlegen der Züge gestattet. Letzteres geschieht nämlich in der Weise, dass der abzuändernde Zug unmittelbar in den Schuppen einfährt, während am anderen Ende oder von einem anderen Gleise des Schuppens ein die erforderliche Anzahl Wagen enthaltender Zug ausfährt, um unverzüglich an Stelle des ersteren Zuges den Dienst in der Linie aufzunehmen bezw. fortzusetzen. Die solcherweise weder durch Rückfahrten noch durch anderweitige Wagenverschiebungen verzögerte Aufeinanderfolge der Züge würde es immerhin möglich machen, auch noch mit dem für die Zugfolge vorläufig vorgesehenen geringsten Zeitabstand unter 2 Minuten herabzugehen, doch erscheint es vorläufig fraglich, ob hierfür auf die Zustimmung der Behörden gerechnet werden dürfte.

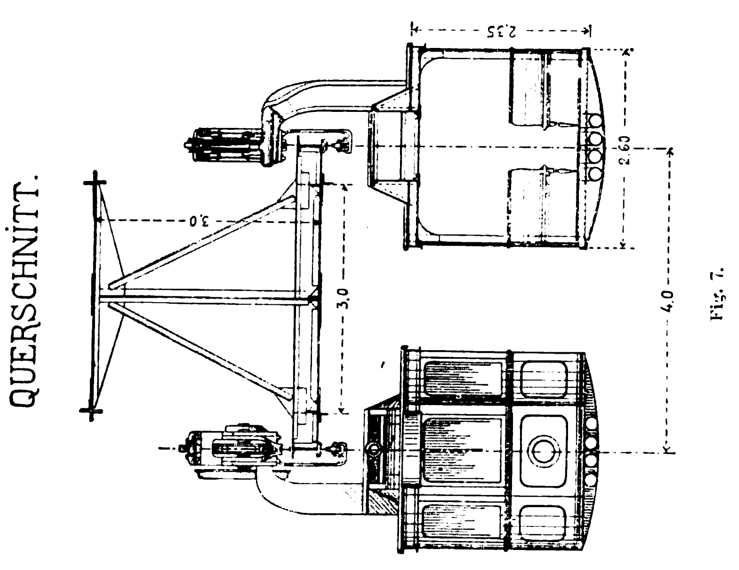


Fig. 7.

Telephon-Glühlampen.

Die Telephon-Glühlampe ist eine amerikanische Erfindung. Der erste Vorschlag, in den Klappenschränken der Fernsprech-Vermittlungsanstalten an Stelle der zu Signalzwecken benutzten Klappen Glühlampen zu verwenden, wurde im Jahre 1888 von *J. J. O'Connel* in Chicago gemacht. Anfänglich dienten die Lampen nur dem Verkehr zwischen den einzelnen Aemtern, bis man 1894 dazu überging, dieses Mittel der Signalisierung auch an Stelle der Anrufklappen der Teilnehmer in Anwendung zu bringen. Die ersten Glühlampenzentralen waren hier in Wien und in München. In den letzten Jahren ist die Glühlampe als Anruf- und Schlussignal auch bei Haustelephonzentralen immer mehr in Aufnahme gekommen.

Die Lampen werden durch einfache Relais betätigt. Sie werden in sogenannten Lampenklinken montiert; in der Regel bilden zehn bis zwanzig Lampenklinken einen Lampenstreifen.

Die Verbindung der Lampen mit den Anschlussleitungen der Teilnehmer erfolgt entweder durch unmittelbare Einschaltung in den Stromkreis der Anschlussleitung, so dass beim Abnehmen des Fernhörers an der Sprechstelle infolge der Aenderung des Leitungswiderstandes ein Aufleuchten erfolgt, oder die Lampe liegt in einem mittels Relais geschlossenen Ortsstromkreis. Wird das Aufleuchten einer Lampe bemerkt, so setzt der Beamte den Stöpsel in die Klinke der zugehörigen Anschlussleitung, wodurch gleichzeitig die Lampe ausgeschaltet wird.

Die Glühlampe gestattet einen wesentlich rascheren Verkehr als die Anrufklappe, da ihr Aufleuchten eher und sicherer bemerkt wird als das Fallen der Klappe. Sie gestattet daher dem einzelnen Beamten, eine grössere Zahl von Teilnehmern zu bedienen, was eine Verminderung an Bedienungspersonal und Gehältern bedeutet. Ferner sind Störungen beim Glühlampenbetrieb weniger häufig, da sich die Einrichtungen mit Glühlampen wesentlich übersichtlicher gestalten als mit Klappen. Glühlampensignale brauchen zudem weniger Raum als andere elektromagnetische Vorrichtungen und gestatten eine günstigere Raumausnutzung, da die zugehörigen Relais an beliebigen anderen Orten untergebracht werden können. Ein Versagen findet meist nur dann statt, wenn die Lampe nicht mehr brauchbar ist. Die Auswechslung kann dann bequem erfolgen. Die Kosten für Lampenersatz sind nicht bedeutend. Die durchschnittliche Lebensdauer beträgt nach *A. H. Abbot*, Chicago, etwa 1200 Stunden.

Für die ersten Lampen wurden ganz niedrige Spannungen von zwei bis vier Volt verwendet. Allmählich ging man zu einer Lampenspannung von zehn bis zwanzig Volt über. Es ist sogar das Bestreben vorhanden, die Voltzahl eher zu vergrössern, als zu verringern, vor allem wegen der unsicheren Kontaktbildung in den Relais und der wesentlichen Verringerung der Kosten für die Zuleitungen bei höheren Spannungen. Ausserdem haben erfahrungsgemäss Lampen mit grösserem evakuiertem Raum eine grössere Lebensdauer.

Es währte lange, ehe eine brauchbare Signallampe auf den Markt gebracht wurde. Ursprünglich verwendete man kleine Lampen in Fassungen mit Schraubengewinde, welche sich nicht bewährten und zu verschiedenen Störungen Anlass gaben. Sodann ging man dazu über, die Lampen in Schutzgehäusen aus Holz unterzubringen. Die Zuführungsdrähte wurden an zwei Metallringe geführt. Die heute üblichen Lampen haben eine lange schmale Röhrenform. Das obere Ende der Lampe ist meist halbrund gehalten. Die Stromzuführungen bestehen aus Platin und werden an zwei diametral zueinander auf der Glasröhre aufgekitteten langen Streifen aus Kupfer- oder Messingblech angelötet. Die Stromzuführungen werden entweder seitlich an dem oberen, mittleren oder unteren Teil der Lampenröhre aus derselben hinausgeführt oder, falls die Lampe einen besonderen Fuss besitzt, der den Faden trägt, durch denselben hindurchgeführt. In letzterem Falle sind sie in der Regel auf einem grösseren Teil in Glas gebettet. Die Bedingungen dafür, dass das Vakuum im Innern der Lampe durch die mit dem Glase nicht gleichmässig erfolgende Ausdehnung und Abkühlung der Stromzuführungen beeinträchtigt wird, sind natürlich günstiger, wenn dieselben nicht blos auf einem Stück von der Stärke der Röhrenwandung mit Glas umkleidet sind. Durch Verwendung verschieden gefärbter Gläser vor den Lämpchen können dieselben bequem unterschieden werden.

Nachstehend seien die wesentlichsten Lampenkonstruktionen beschrieben, die bis jetzt aufgetaucht sind. Es gibt Lampen mit und ohne Sockel. Zu ersteren gehört die Lampe der Fig. 1 bis 3 (amerik. Pat.-Schr. 709 996). Der mit einer kugelförmigen Verbreiterung *c* ausgestattete Fadenträger *a* wird mit der Lampenröhre *b* in der aus Fig. 2 ersichtlichen Weise verschmolzen, und zwar an der kugelförmigen Verbreiterung, deren Wandung dünn gehalten ist, um ein Springen beim Verschmelzen zu verhüten. Die Stromzuführungen sind an dem Fadenträger angeschmolzen, wozu der obere Teil desselben flanschenförmig gehalten ist. Beim Zusammenschmelzen der beiden Körper wird in den Fadenträger ein zylindrischer Körper *d* eingebracht und in dem kugelförmigen Teil gleichzeitig ein geringer Luftdruck aufrecht erhalten, um ein Zusammensinken desselben zu vermeiden. Dabei fliesst das schmelzende Glas um die Stromzuführungen und legt sie fest. Nach dem Abkühlen wird der Körper *d* entfernt, die Lampe evakuiert und der Fadenträger an seinem unteren Ende zugeschmolzen. Die äusseren Kontaktstreifen *e* der Lampe stecken mit ihrem unteren Ende in einem zylindrischen Block *f* aus Isoliermaterial und sind in demselben durch Umbiegen befestigt.

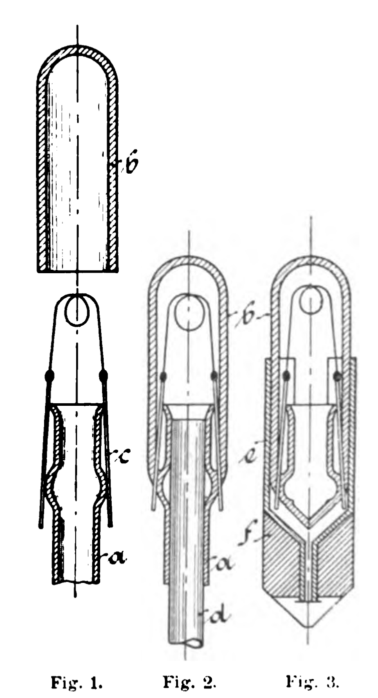


Fig. 1. Fig. 2. Fig. 3.

In der amerikanischen Patentschrift 734 734 ist eine Maschine zur Herstellung derartiger Lampen beschrieben. Fig. 4 zeigt eine Ansicht derselben von der Seite, Fig. 5 von vorn. Die Fig. 6 und 7 stellen Einzelheiten dar. Die Kappe *b* wird von dem rotierenden und zugleich senkrecht auf- und abwärts beweglichen Teil *c* gehalten. Ein zweiter mit *c* synchron rotierender Teil *d* (s. a. Fig. 6) ohne Vertikalbewegung ist für die Aufnahme des Fadenträgers *a* vorgesehen. Die Kappe *b* wird soweit über den Fadenträger geschoben, bis sie letzteren an der kugelförmigen Verbreiterung berührt. Beide Teile werden an dieser Stelle durch zwei auf diametral entgegengesetzten

Seiten angeordnete Glasbläserflammen *e* erhitzt, während sie rotieren. Der Antrieb erfolgt von der Scheibe h_4 aus, die Kraftübertragung auf die beiden synchron rotierenden Teile durch Zahnräder.

Der Fadenträger *a* wird mit der Hand eingesetzt und durch Gummi d_1 (Fig. 6) festgeklemmt und zugleich abgedichtet, so dass beim Zusammenschmelzen der beiden Teile in dem Lampenkörper ein geringer Luftüberdruck aufrecht erhalten werden kann, der, wie bereits erwähnt, ein Zusammenfallen des kugelförmigen Glasteiles verhindern soll. Die Luftzufuhr erfolgt durch die Leitung *l*, die Druckregelung durch die Klemme l_1. Der zur Stützung des Fadenträgers dienende Teil *m* in Fig. 6 besitzt sternangebracht. An seinem oberen Ende hat der Schaft c_3 einen Längsschlitz c_6, durch welchen hindurch eine Schraube c_7 den inneren Teil c_2 mit dem Ringe c_8 verbindet. Teil c_2 ist unabhängig von c_3 so weit beweglich, als es die Länge des Schlitzes c_6 gestattet. Die Klemmung wird durch die Feder c_{10} bewirkt, welche gegen den Ring c_8 presst und dadurch c_2 in c_3 hineinzieht und die konisch geformten Teile von c_1 zusammendrückt. Der ganze Teil *c* ist so weit nach abwärts beweglich, bis Ring c_9 an f_1 anstösst. Nach oben wird die Bewegung von *c* durch den Anschlag f_2 begrenzt. Ist der Ring c_8 an f_2 angestossen, so kann die Aufwärtsbewegung noch um den Betrag, welcher der Länge des Schlitzes c_6 entspricht,

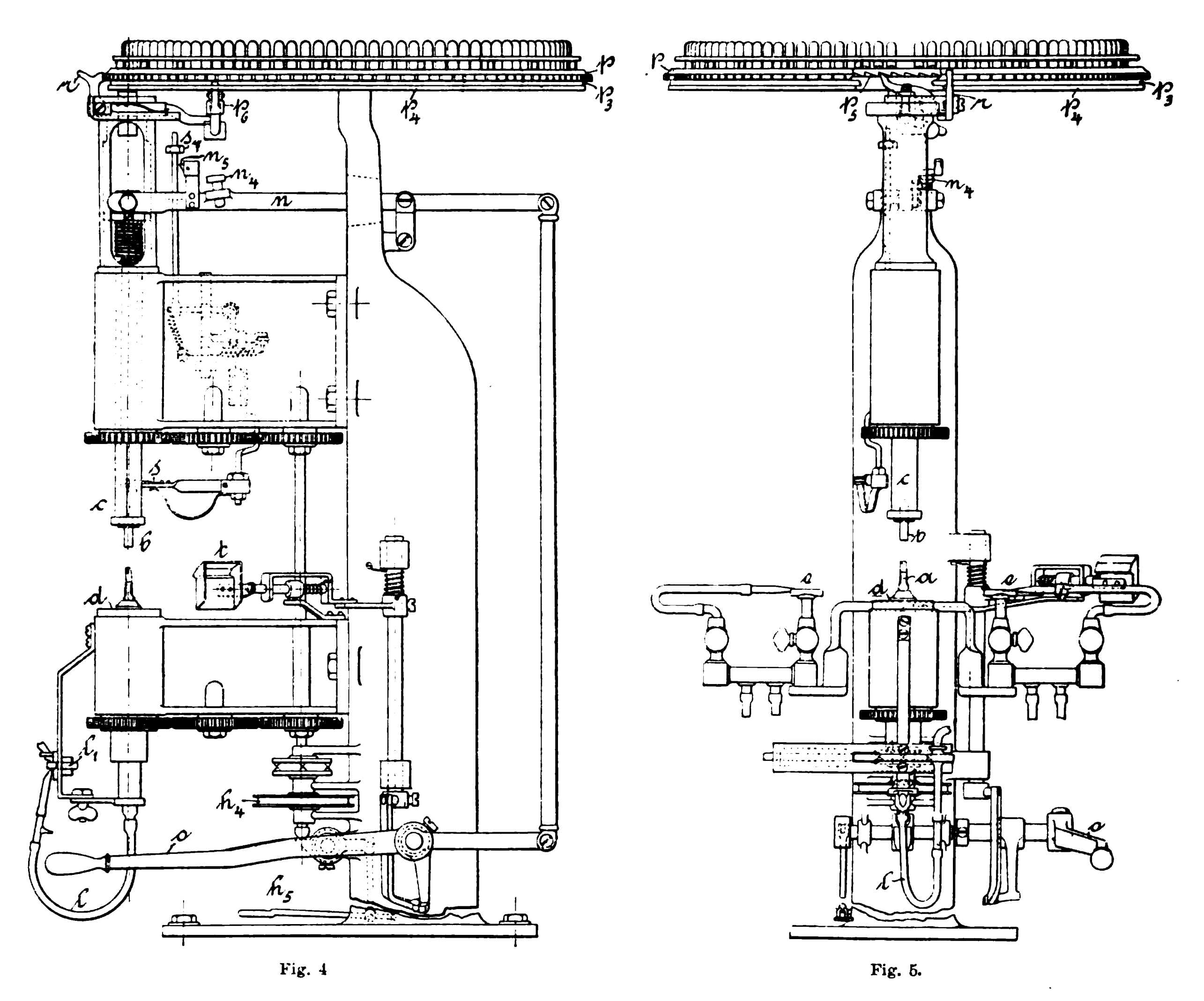


Fig. 4 Fig. 5.

förmigen Querschnitt, damit die Luft aus der Zuleitung in den Lampenkörper eintreten kann.

Die Kappen *b* werden selbsttätig zugeführt. Zu diesem Zweck besitzt die Maschine an ihrem Oberteil (s. a. Fig. 7) ein in der Wagerechten drehbares Magazin *p*. Dieses radförmige Magazin hat nahe seiner Peripherie auf dem ganzen Umfang senkrechte Bohrungen, welche die Lampenkappen mit Spielraum aufnehmen. Unmittelbar unter dem Rade ist eine kreisförmige Glasplatte p_3 angeordnet, auf deren oberer Fläche die Kappen bei der Drehbewegung des Rades gleiten. Die Glasplatte wird von der Eisenplatte p_4 unterstützt. Bei der Drehung des Rades gelangen die Kappen nacheinander an eine Oeffnung in der Glasplatte, fallen durch diese hindurch und gelangen in den Teil *c* (Fig. 7), in welchem sie in sinnreicher Weise durch die Klemmteile c_1 festgelegt werden. Der rotierende Teil *c* besteht aus einem äusseren Teil c_3 und einem inneren c_2, der unten die Klemmteile c_1 trägt. Auf c_3 ist fest der Ring c_9 und beweglich der Ring c_8

fortgesetzt werden, wobei die Feder c_{10} zusammengedrückt und die Klemmung bei c_1 aufgehoben wird.

Zur Unterstützung der Kappen, die in den Oberteil *c* gelangt sind und daselbst noch nicht bei c_1 festgeklemmt sind, dient eine Auffangevorrichtung *s* (Fig. 4), die bei der Aufwärtsbewegung des Teiles *c* durch Mitnehmen des Anschlages s_7 durch die Nase n_5 so bewegt wird, dass sie sich in dem Augenblick, wo sich der Oberteil *c* in seiner höchsten Lage befindet und das Magazin eine seiner Kappen fallen lässt, gerade unter der Oeffnung von c_1 befindet.

Der Transport der Kappen wird vermittelt durch eine mit dem Magazin in Verbindung stehende Sperrvorrichtung. Auf der Unterseite des Magazins ist ein Sperrad p_5 (Fig. 5) angebracht, das die gleiche Zahl Zähne hat, als in dem Magazin Löcher für Kappen vorhanden sind. In die Zähne greift die Sperrklinke p_6 ein. Bei der Aufwärtsbewegung des Hebels *n* trifft ein an demselben angebrachter Ansatz n_4 gegen die Sperrklinke und bringt

dieselbe mit den Sperrzähnen in Eingriff und dadurch gleichzeitig das Rad um eine Zahnteilung vorwärts. Ein unter Federwirkung stehender Daumen *r*, der in Zahnlücken auf der Radperipherie eingreift, dient dazu, eine Drehung des Magazins zu verhindern, ausser wenn es durch die Sperrklinke bewegt wird. Kurz bevor der Ansatz n_4 an die Sperrklinke p_6 anstösst, bringt der Finger n_5 den Daumen *r* ausser Eingriff mit den Zahnlücken.

Fig. 6. Fig. 7.

Nachdem das Magazin mit Lampen gefüllt und ein Fadenträger, an dem ein Faden angebracht ist, von Hand eingesetzt worden ist, wird der Handhebel *o* (Fig. 4 und 5) nach oben bewegt, bis der Ring c_8 (Fig. 7) an dem Anschlag f_2 anstösst. Der Schaft c_3 setzt seine Aufwärtsbewegung fort, so dass die Klemmteile c_1 gelockert werden. Der Finger n_5 trifft gegen den Daumen *r*, so dass dieser das Magazin frei gibt. Der Ansatz n_4 stösst sodann gegen die Sperrklinke p_6, bringt diese mit dem Sperrad in Eingriff und bewegt das Magazin. Kurz bevor das Magazin um eine Zahnteilung gedreht ist, wird die Auffangevorrichtung *s* unter die Oeffnung bei c_1 gebracht. Zur Abschwächung des Stosses der auffallenden Kappe ist *s* abgefedert. Nach dem Auftreffen der Kappe wird der Hebel *o* wieder nach unten bewegt. Die erste Folge dieser Bewegung ist, dass die Kappe bei c_1 festgeklemmt wird. Die Auffangevorrichtung wird seitwärts ausgeschwungen, so dass sie aus der Bahn von *c* herauskommt. Der Daumen *r* ist wieder in Eingriff mit den Zahnlücken auf der Radperipherie. Nunmehr werden durch Druck auf den Hebel h_5 die beiden Achsen *c* und *d* in Umdrehung versetzt. Ist der Hebel *o* genügend abwärts bewegt, dass die Kappe bis über den kugelförmigen Teil ragt, so werden die Stichflammen auf die Kontaktstelle gerichtet. Gleichzeitig wird durch den Schlauch *l* in das Lampeninnere Luft eingelassen mit geringem Ueberdruck, welcher die beiden Glasteile fest zusammendrückt. Nach erfolgter Verschmelzung und Abkühlung wird Hebel *o* gehoben und damit der Lampenkörper aus dem Unterteil *d* herausgezogen und schliesslich nach Lockerung der Klemmung bei c_1 von dem Behälter *t* aufgenommen. Damit ist ein Kreisprozess vollendet. Soviel über diese Lampentype. (Schluss folgt.)

Grassmanns Blocksignalanordnung für eingleisige Bahnstrecken.

Von **L. Kohlfürst.**

Von jenen Anordnungen, welche die besondere Bestimmung haben, die mittels Blocksignaleinrichtungen nach *Siemens & Halske*scher Bauart durchzuführende Sicherung der Folgezüge zugleich mit der zwangweisen Deckung für Gegenzüge zu verbinden, um der unter gewissen Verhältnissen zutage tretenden und erst kürzlich durch einen schweren Eisenbahnunfall in tiefbedauerlichem Masse erhärteten Unzulänglichkeit des telegraphischen *Anbiete- und Annahmeverfahrens* die gefährliche Spitze abzubrechen, dürfte nebst einer älteren, von *Fr. Natalis* entworfenen Streckenblockanordnung (vergl. „Organ" 1897, S. 10) die in der Ueberschrift genannte, was Einfachheit und Anpassung an die auf den deutschen Bahnen und zwar namentlich auf den preussischen Staatsbahnen bestehenden Verhältnisse anbelangt, kaum etwas zu wünschen übrig lassen. Wie bei allen Anlagen dieser Art, bei denen es sich um die Gewährleistung voller Sicherheit des Zugverkehrs auf *eingleisigen* Bahnstrecken handelt, liegt die wesentlichste Bedingung darin, dass die Ausfahrtsignale in den Kreuzungsstationen ausser dem gewöhnlichen Blockverschluss noch eine zweite Festlegung erfahren, welche von den bezüglichen Nachbarstationen oder selbsttätig nur dann wieder freigemacht werden kann, wenn der letzte Zug, welcher zwischen den beiden in Betracht kommenden Stationen in der Richtung gegen die Annahmestation verkehrte, die Strecke tatsächlich verlassen hat. Zu diesem Zwecke schlägt *Grassmann*, technischer Eisenbahnsekretär in Stettin, vor, in jeder Kreuzungsstation, wie es beispielsweise das Stromlaufschema zweier Nachbarstationen **A** und **B** (Fig. 1) ersehen lässt, den gewöhnlich vorhandenen zweifeldrigen Endblocksätzen noch je ein drittes Blockfeld (V_1 in **A**, V_2 in **B**) als sogenanntes *Streckenausfahrtfeld* beizuordnen, welches in der Grundstellung *rot* zeigt und mit dem gewöhnlichen Streckenfeld derart gekuppelt ist, dass es mit letzterem durch Anwendung des Druckknopfes t_1 bezw. t_2 gleichzeitig bedient wird. Desgleichen steht das besagte Streckenausfahrtfeld auch noch mit einer aussergewöhnlichen elektrisch-mechanischen Zwischenvorrichtung, dem sogenannten *Zugabnahmewerk* W_1 bezw. W_2 in Verbindung, von dem eine besondere Leitung *L* zur Nachbarstation läuft.

Das in Fig. 2 des näheren veranschaulichte, in einem Blechkasten verschlossene *Zugabnahmewerk*, welches dem in Fig. 1 zugrunde liegenden Beispiel angepasst, d. h. für eine Strecke mit drei Blockabschnitten bestimmt ist, besitzt in seinem Aeusseren sowohl als in den Bewegungsteilen eine gewisse Aehnlichkeit mit jenen des *Siemens-Halske*schen Blockfeldes und wird unmittelbar auf das Gehäuse des Endblockfeldes angebracht. Zu den Hauptteilen des Werkes gehören zwei Drucktasten, nämlich eine Freigabe- und eine Farbenwechseltaste, deren Druckstangen *S* und S_1 durch die Federn *f* und f_1 in der gezeichneten Lage gehalten werden. Jede der beiden Druckstangen trägt eine übergeschobene bewegliche Hülse *H*

bezw. H_1, welche von der Feder h bezw. h_1 gegen einen Anschlagstift s bezw. s_1 nach abwärts gedrückt wird und die mit einer federnden, durch einen im Gehäuse befestigten Anschlagbacken a bezw. a_1 geführte Kinke K bezw. K_1 ausgestattet ist. Auf ein Gangrad G, das durch ein Zwischenrad T mit dem Sperrad R in Eingriff steht, wirkt die Hemmung E ein, welche ganz so wie in den gewöhnlichen Blockwerken durch den hin- und her geworfenen Anker eines Elektromagnetes M mittels Wechselströmen in Tätigkeit gesetzt wird. G trägt eine weisse Scheibe F und drei rote Scheiben *1*, *2* und *3*; am Sperrad R sind hingegen sechs seitlich vorstehende halbrunde Daumen r_3, r_2, r_1 und t_1, t_2, t_3 eingesetzt, mit welchen bei Bedienung des Werkes die Klinke K_1 bezw. K in Eingriff gelangt. Festgehalten wird das Rad R in seiner jeweiligen Lage von einer Sperrstange P, welche sich, treffen, sobald die eine oder die andere der beiden Drucktasten bedient wird. Von den letzteren werden weiter die Umschalter d c e und d_1 c_1 e_1, wie bei elektrischen Blockeinrichtungen, beeinflusst. Mit Hilfe eines Schlosses L_1, zu dem nur der jeweilige Fahrdienstleiter der Station den Schlüssel besitzt und welches seinen Riegel g_1 vor den fest auf S sitzenden Dorn g_2 legt, wird verhindert, dass die Bedienung der Freigabetaster durch Unbefugte vorgenommen werden könne. Eine andere, jedoch selbsttätige Sperrvorrichtung L_2 knüpft die Bedienung der Farbenwechseltaste an die vorher durchzuführende Bedienung des zugehörigen Strecken-Endfeldes. Wird nämlich die Taste des Strecken-Endfeldes niedergedrückt, so kippt das damit verbundene in den Annahmewerkskasten hineinreichende Gestänge den Hebel L_2 nach rechts, wobei er sich mit dem Stift l an der Nase des Hebels y fängt, so

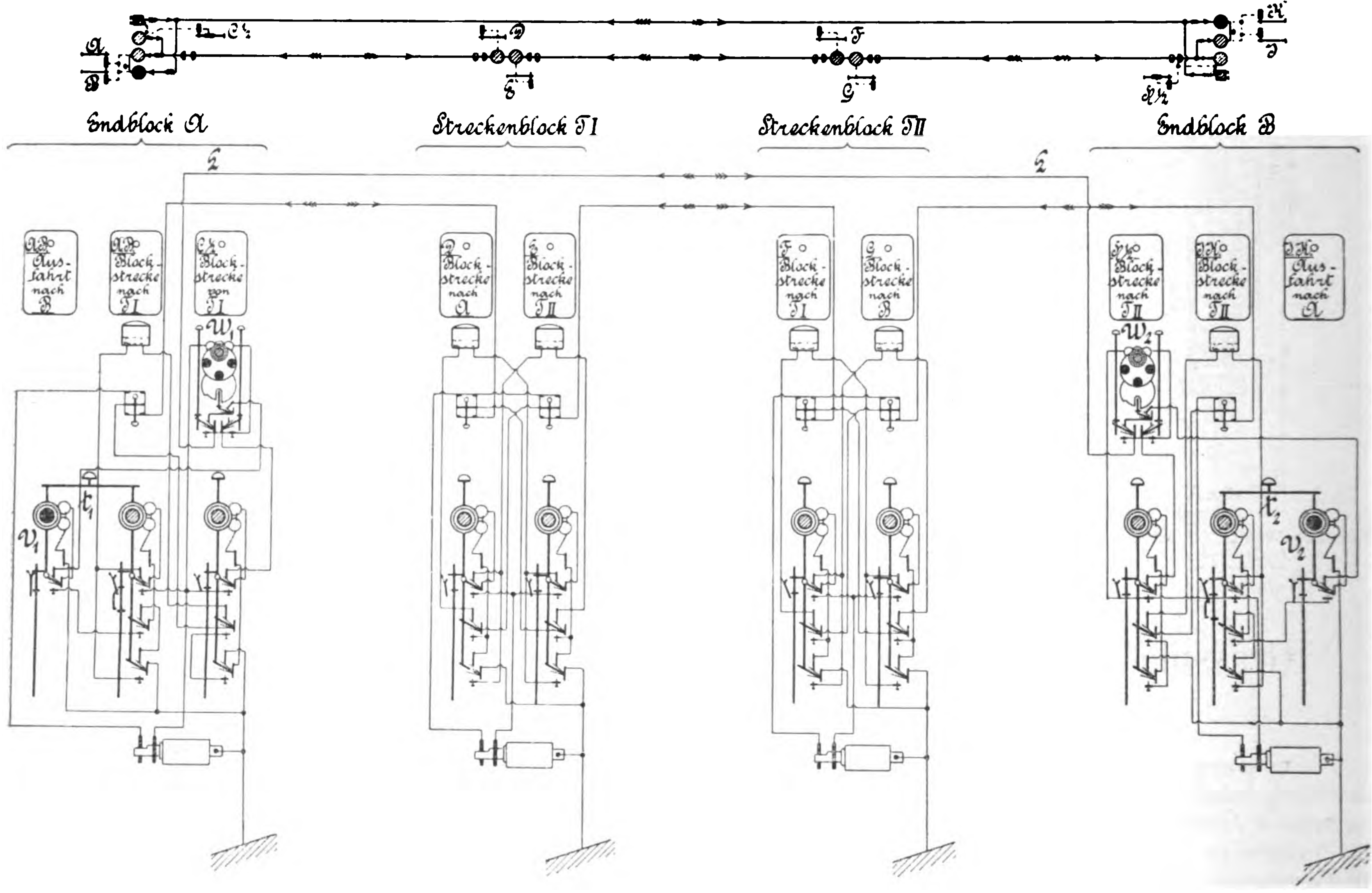


Fig. 1.

von der Feder p stetig hochgedrückt, mit einem seitlich vorstehenden Rollenstift b in einen der Randausschnitte n, n_1, n_2, n_3 einschiebt. Ein an der Sperrstange P festsitzender keilförmiger Backen z hat den Zweck, den zwischen k und i für gewöhnlich vorhandenen Stromweg zu unterbrechen, sobald und solange der Sperrstift nicht im tiefsten Fallenausschnitt n, sondern am Scheibenrande oder in einer der seichteren Fallen n_1, n_2 oder n_3 liegt; in jedem der letzteren Fälle wird nämlich durch den Keil z das als Rolle ausgebildete Ende des Kontakthebels i nach abwärts gedrückt und sonach i von k abgehoben. Ein zweiter auf P festgemachter Keil z_1 schiebt, sobald P ausgeklinkt wird oder mit b in der seichtesten Falle n_3 liegt, einen Winkelhebel H_2 so weit zur Seite, dass das hakenförmige Ende des zweiten Armes von H_2 unter die fest an der Freigabetaste S angebrachte federnee Nase N_2 gelangt und auf diese Weise eine Bedienung von S unmöglich macht. Um das Ausrücken der Sperrstange P zu vermitteln, trägt dieselbe oben das Querstück q, auf welches die an S und S_1 angebrachten Nasen N und N_1 einwirken, welche q dass von diesem Zeitpunkte an der auf S_1 festsitzende Dorn x freie Bahn findet, während er früher L_2 in seinem Wege gefunden und das Niedergehen der Stange S_1 sonach verwehrt hätte. Bei einer nach stattgehabter Bedienung des Strecken-Endfeldes erfolgenden Bedienung der Farbenwechseltaste trifft x den Hebel y und drückt ihn so weit nieder, dass l ausspringt, demzufolge sich L_2 nach der Rückkehr der Tastenstange S_1 wieder in seine durch die Zeichnung gekennzeichnete Hemmlage zurückstellt. Die Art und Weise, wie die Annahmewerke mit den übrigen Blockfeldern durch Stromleitungen verbunden sind, erhellt aus Fig. 1.

Behufs Annahme eines Zuges, der z. B. von ***A*** nach ***B*** verkehren soll, wird zunächst in der Bestimmungsstation ***A*** die Freigebetaste des Annahmewerks niedergedrückt, wobei die Klinke K (Fig. 2) den Anschlag bei a verliert und durch den Druck ihrer Feder etwas nach rechts ausweicht, so dass sie beim Weitergehen den Stift t_1 trifft und hier vorläufig festgehalten bleibt, während die Nase N durch ihren Druck auf q die Sperrstange P nach abwärts

schiebt, also den Sperrstift b aus der Falle n aushebt sowie gleichzeitig den Stromweg $k\ i$, d. i. die Zuleitung zum eigenen Strecken-Ausfahrtfeld unterbricht. Wenn dann in ***A*** die zur Freimachung des Ausfahrsignals der Station ***B*** nötige Wechselstromsendung mittels des Magnetinduktors erfolgt, tritt M (Fig. 2) in Tätigkeit und die Hemmung E gestattet daher dem Räderwerk jenem Antrieb, welchen die Feder h durch Vermittlung von K und t_1 ausübt, nachzugeben, so dass sich R in der Richtung des eingezeichneten Pfeiles zu drehen beginnt. Dabei bewegt sich die Hülse H nach abwärts, bis sie zu dem festen

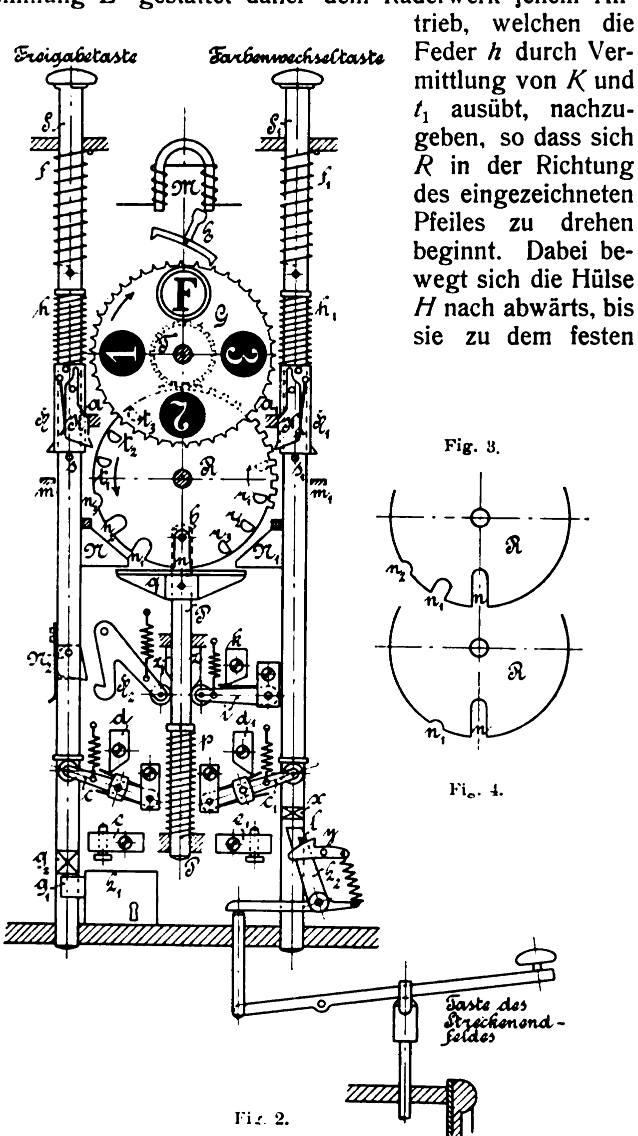


Fig. 2. Fig. 3. Fig. 4.

Anschlag m gelangt, während in gleicher Zeit das Sperrad R $^1/_{16}$ und das Gangrad G $^1/_4$ Umdrehung vollendet, wodurch der Stift t_2 dieselbe Stelle im Raume erreicht, welche vorhin der Stift t_1 einnahm, während der Stift r_1 in die punktiert angedeutete Lage gelangt und die rote Scheibe mit der Nummer *1* hinter dem Fenster F erscheint. Gleichzeitig wird sich auch der Farbenwechsel am Ausfahrtfeld der Nachbarstation, wohin die vorgedachte Stromsendung über $L\ L$ gelangt ist, vollzogen haben, weil eben zur beschriebenen Bewegung des Gangrades dieselbe Zahl von Wechselströmen notwendig ist, wie zur Auslösung eines gewöhnlichen Blockfeldes. Beim Loslassen der Freigebetaste kehren alle Teile von S in die Ruhestellung zurück, nicht aber die Sperrstange P, weil sie nunmehr in die weniger tiefe Falle n_1 einfällt; aus diesem Grunde bleibt auch die Wirkung des Keiles z auf den Kontaktarm i unverändert und der Stromweg $k\ i$ dauernd unterbrochen. Ganz in derselben Weise kann nun später für einen zweiten oder schliesslich auch für einen dritten Zug gleicher Richtung die Freigabe erfolgen, und wird hierbei die Klinke K auf den Stift t_2 bezw. t_3 treffen und die Sperrstange P mit b in den Einschnitt n_2 bezw. n_3 einfallen, während hinter dem Fenster F die rote Scheibe mit der Ziffer *2* bezw. *3* vorrückt.

Wie man sieht, können hintereinander im äussersten immer nur drei, d. i. so viele Züge aus derselben Richtung angenommen werden, als Blockabschnitte bestehen, denn sobald P sich in die Falle n_3 legt, stellt sich H_2 vor N_2 und verhindert jede weitere Gebrauchsnahme der Taste S. Inzwischen bleibt auch der Stromweg $k\ i$ fortdauernd unterbrochen, wodurch der etwaige irrtümliche Einlauf einer Zugannahme von ***B*** nach ***A*** unmöglich gemacht ist. Nach Ankunft des ersten Zuges in ***A*** und der daraus hervorgehenden Bedienung des Endfeldes wird die Farbenwechseltaste S_1 (Fig. 2) bedient, um darnach die Entblockung der Einfahrsignale (vergl. Fig. 1 und 5) durchführen zu können. Das Niederdrücken der Tastenstange S_1 bewirkt durch die Einwirkung von N_1 auf q das Ausklinken der Sperrstange P und dann beim Entsenden der Wechselströme durch den Druck von K_1 auf r_1 eine Bewegung des Räderwerkes wie vorhin bei Benutzung der Freigabetaste, jedoch in entgegengesetzter Richtung, so dass nunmehr wieder die Zifferscheibe *2* hinter das Fensterchen F gelangt und die Sperrstange P, nachdem S_1 wieder losgelassen wird, sich in die Falle n_2 einlegt, weshalb zwar die Unterbrechung zwischen k und i anhält, die Festlegung der Stange S bei $H_2\ N_2$ jedoch aufhört. Nunmehr, nachdem der erste Zug in ***A*** eingetroffen ist, könnte also immerhin, wenn nötig, wieder für einen weiteren Folgezug die Annahme erfolgen, wobei im Fenster F neuerdings die Nummer *3* erscheinen würde.

Da behufs Einfahrt jedes der angenommenen Züge in ***A*** nach vorbeschriebener Weise die Farbentaste zwangsweise bedient werden muss, so erscheint schliesslich am Annahmewerk wieder die weisse Scheibe, während alle Teile daselbst die in Fig. 2 ersichtlich gemachte Ruhelage zurückgewonnen haben, also namentlich auch bei der letzten Bedienung der Kontakt $k\ i$ wieder in Schluss gelangt ist.

Lediglich unter dieser Voraussetzung, d. h. also erst nach richtig erfolgtem Eintreffen sämtlicher von ***B*** nach ***A*** fahrenden bezw. von ***A*** angenommenen Züge kann eine Freigabe des Ausfahrtsignals in ***A*** für Gegenzüge mittels des Annahmewerkes in ***B*** vollzogen werden, wobei sich natürlich genau dieselben Vorgänge abspielen, wie sie vorhin verfolgt wurden. Während der Zeit, in welcher sich ein Zug auf dem Wege von ***A*** nach ***B*** befindet, könnte nun allerdings in ***A*** die Freigebetaste des Annahmewerks ungehindert niedergedrückt werden, trotzdem bleibt jede weitere Tätigmachung oder gefährliche Störung ausgeschlossen, weil eben in dieser Zeit auch die Verbindungsleitung $L\ L$ (Fig. 1) in ***B*** zwischen $k\ i$ (Fig. 2) unterbrochen ist. Die Bedienungsweise einer der Fig. 1 entsprechenden Anlage mit drei Blockabschnitten geht aus der Tabelle Fig. 5 hervor, welche auch die bei den einzelnen Fahrten bestehenden Verschlüsse feindlicher Signale ersehen lässt.

Besteht die Blocksignalanlage zwischen zwei Nachbarstationen nur aus zwei oder blos aus einem einzigen Blockabschnitt, so erhalten die betreffenden Annahmewerke an Stelle des in Fig. 2 dargestellten Rades R ein solches nach Fig. 3 mit nur 3 Fallen bezw. ein solches nach Fig. 4 mit nur zwei Fallen für die Sperrstange P (Fig. 2); in diesen Anordnungen erfolgt die Festlegung der Freigebetaste ersichtlichermassen schon nach der zweiten, bezw. nach der ersten Bedienung. Im letztangeführten Fall, nämlich dann, wenn zwischen den beiden Stationen kein Streckenblockposten vorhanden ist und demnach die Zugannahme immer nur für einen einzigen Zug vorgenommen zu werden braucht, kann ein besonderes Annahme-

werk überhaupt ganz erspart und durch ein gewöhnliches *Siemens* & *Halske*sches Blockwerk[2]) ersetzt werden.

Zur Zugabnahme dient hier lediglich je ein Einfahrtblockfeld, welches den gewöhnlichen unter denselben Strecken-

¹) a = Annahme.

Fig. 5.

Die unter der letztangeführten Voraussetzung für die beiden Nachbarstationen ***A*** und ***B*** einer eingleisigen Strecke

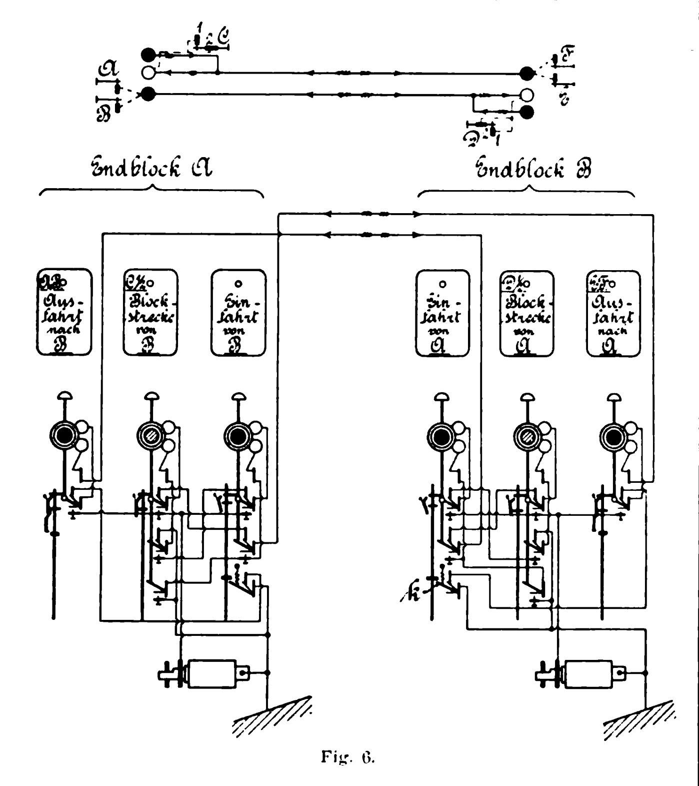


Fig. 6.

sich ergebende Blocksignalanordnung lässt Fig. 6 ersehen.

verhältnissen sonst erforderlichen Strecken- und Ausfahrtfeldern beigegeben wird, wobei allerdings auch bestimmte Nebensicherungseinrichtungen, nämlich die selbsttätige Deckung der ausfahrenden Züge, ferner die selbsttätige Festlegung der Ausfahrsignalhebel (Hebelsperre), sowie die Mitwirkung der Züge zur Freimachung des Endfeldes (elektrische Druckknopfsperre) als vorhanden angenommen sind. Diese Nebenanordnungen wurden, da sie ja als allgemein bekannt gelten dürfen, in Fig. 6 und Fig. 8 nicht eingezeichnet, um das Hauptsächliche nicht undeutlich zu machen. Aus einem anderen Grunde nämlich, weil die von der Nachbarstation zu bewirkende Entblockung des Ausfahrtfeldes die Vormeldung vertritt und sonach die Vormeldewecker ganz entbehrt werden können, fehlen denn auch in Fig. 6 und 8 die Weckereinrichtungen. Fig. 7 zeigt des näheren die Verschluss- und Bedienungstafel für eine im Sinne der Fig. 6 ausgeführte Streckenblockanlage.

Bei jeder Zugfahrt von ***A*** nach ***B*** unterbricht diese Station anlässlich der Annahme des Zuges durch Bedienung ihres Einfahrtfeldes in letzterem dauernd den Kontakt ***k***, so dass das Ausfahrtfeld in ***B*** von der Erde abgeschaltet wird, während gleichzeitig durch die von ***B*** nach ***A*** gelangten Wechselströme dort das Ausfahrtblockfeld entblockt und auf *weiss* gebracht wurde. Von diesem Augenblick an ist infolge der besagten Stromwegunter-

²) Unter derselben vereinfachten Vorbedingung gelangt auch die *Natalis*sche Anordnung zu einer ähnlichen Lösung und ebenso haben *Siemens & Halske* sich eine verwandte dreifelderige Blockeinrichtung patentieren lassen (vergl. *Scholkmann* Signal- und Sicherungsanlagen, I. Teil, S. 966).



brechung eine Freigabe der Ausfahrtsignale *E* und *F* (Fig. 6 und 7) seitens der Station ***A*** unmöglich. Wenn dann nach Ausfahrt des von ***B*** angenommenen Zuges in ***A*** die regelrechte Blockung der Ausfahrtsignale *A* und *B* erfolgt, wird das Endfeld in ***B*** (Blockstrecke von ***A***) rot. Nach Einfahrt des Zuges in ***B*** wird daselbst das *rot* zeigende Endfeld bedient, wodurch dasselbe wieder auf *weiss* zugleich aber auch das Einfahrtfeld in ***B*** wieder auf *rot* gebracht wird. Nunmehr ist der Kontakt ***k*** wieder geschlossen und die Normalstellung aller Werke zurückgewonnen; es kann sonach ***A*** oder ***B*** wieder in geschilderter Weise einen nächsten Zug annehmen. Zur Umgestaltung bestehender Einrichtungen bedarf es also keinerlei Aenderungen an der Gesamtanlage, sondern lediglich des Einbaues der Einfahrtfelder und deren Zuschaltung im Sinne der Fig. 6. Wäre jedoch das vorhandene Blockwerk, wie es in der Regel der Fall sein wird, zur Aufnahme eines dritten, oder in Mittelstationen, die nach beiden Richtungen im gleichen Sinne eingerichtet werden sollen, eines fünften und sechsten Blockfeldes nicht geeignet, so kann, wie Fig. 8 darstellt, das zur Freigabe der Ausfahrten erforderliche Blockwerk an jeder verfügbaren Stelle des Stellwerksraumes angebracht werden. Ebensowohl kann das Freigebeblockwerk auf grösseren Bahnhöfen, wo die Bedienung des Streckenblockwerks und der Signale nicht unmittelbar durch den Fahrdienstleiter geschieht, sondern einem besonderen Weichensteller überwiesen ist, von den Streckenblock getrennt, im Dienstzimmer der Fahrdienstleitung seinen Platz erhalten, was selbstverständlich als sehr zweckdienlich gelten darf, indem auf diese Weise die Regelung der Zugfahrten ausschliesslich und unmittelbar den Händen des verantwortlichen Fahrdienstleiters vorbehalten bleibt.

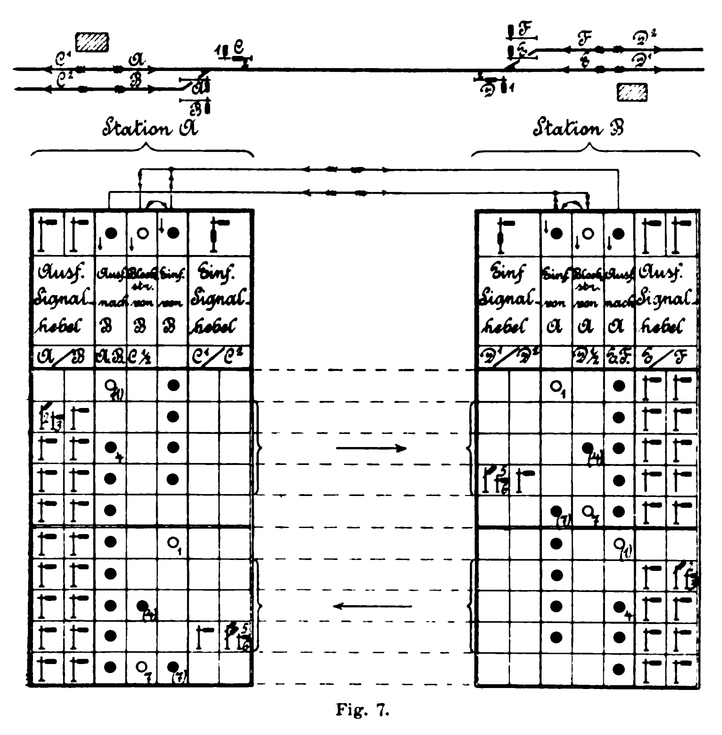
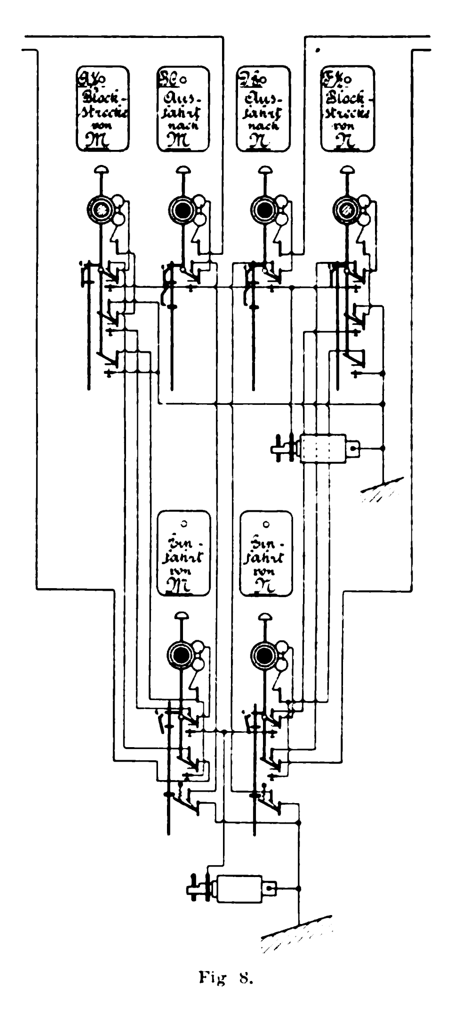


Fig. 7.


Fig. 8.

Bei näherer strenger Ueberprüfung der geschilderten Anordnung lässt sich nicht verkennen, dass dieselbe sowohl für Strecken mit mehreren Blockabschnitten als namentlich in den oben zuletzt besprochenen Fällen jene Sicherung, welche man betreffs der Gegenfahrten anstrebt, gewährleistet und in der Tat verhältnismässig höchst einfach und auch nicht kostspielig ist. Besonders bescheiden stellt sich natürlich die Neuanschaffung für jene Strecken, wo zwischen den Nachbarstationen keine Streckenblocksignalposten vorhanden sind, ein Verhältnis welches in neuerer Zeit auf eingleisigen Bahnen mit lebhaftem Verkehr im zunehmenden Masse zur Vorschubleistung und Erleichterung der Zugkreuzungen eigens geschaffen wird. Die Einführung selber bietet auf Bahnen, die mit *Siemens-Halske*schen Streckenblockanlagen versehen sind, nicht die geringste Schwierigkeit, weil sich Anordnung und Bedienung dem derzeitigen Bestande aufs engste anpasst.

Bücherschau.

Das Entwerfen und Berechnen der Verbrennungsmotoren. Von *Hugo Güldner*. 2. Auflage. Berlin, 1905. J. Springer.

In dem Vierteljahrhundert, welches vergangen ist, seit *Ottos* geräuschloser Motor auf den Markt kam, hat sich die dadurch hervorgerufene Motorenindustrie derart entwickelt, dass es wohl an der Zeit ist, ein Lehrbuch der Konstruktionsregeln für diese Maschinengattung zu entwerfen. Dieses hat *Güldner* vor zwei Jahren getan und die Geschwindigkeit, mit der die damals erschienene erste Auflage vergriffen worden ist, ist ein Beweis, wie gross das Bedürfnis nach einem solchen Buche war. Jetzt ist die zweite Auflage erschienen, in ihren wichtigsten Teilen wesentlich verstärkt gegen die erste.

Verfasser teilt sein Buch in fünf Teile und einen Anhang; die wichtigsten davon sind der dritte und vierte. Man erkennt das schon äusserlich dadurch, dass Verfasser dem dritten Teil dieselbe Ueberschrift gibt, wie dem ganzen Buche. Der vierte Teil bringt Beispiele für die im dritten gegebenen Konstruktionsregeln.

Der erste Teil (140 S.) enthält eine kurze Geschichte der Verbrennungsmotoren. Sehr auffallend ist die Einteilung in Gas- und Oelmotoren. Da Verfasser sie im dritten Teil nicht aufrecht erhält, so sieht er selbst sie wohl nicht für vorteilhaft an. Hätte Verfasser die Nebenteile der Oelmotoren wie im dritten so auch im ersten Teil getrennt behandelt, so hätte sich manche Wiederholung vermeiden lassen. Die gebrachten „Stammarten“ sind gut beschrieben.

Der zweite Teil (50 S.) enthält die Untersuchung der Arbeitsverfahren und Arbeitstakte. Die in den ersten Reihen enthaltene Definition von Verbrennungsmotor ist entschieden misslungen. — Verfasser sagt, die Bezeichnung „Verbrennungsmotor“ gilt für *alle* mit gasförmigen oder flüssigen Brennstoffen arbeitenden Kraftmaschinen. Danach wäre eine Dampfmaschine, deren Kessel mit Gasen geheizt würde, auch eine Verbrennungsmaschine. Hält man sich an die philologische Bedeutung des Wortes, so hat ja

Verfasser Recht. Dass er es aber so nicht meint, geht daraus hervor, dass er in seinem Buch nirgends derartige Dampfmaschinen erwähnt, wohl aber die Kohlenstaubmotoren behandelt. Auch würde er dem allgemeinen Gebrauch widersprechen. Verfasser meint mit Verbrennungsmotoren alle diejenigen Kraftmaschinen, bei denen der chemische Vorgang der Verbrennung im Innern des Arbeitszylinders stattfindet.

Nach einigen wärmetheoretischen Vorbemerkungen werden die Arbeitsverfahren: Verpuffung oder Gleichdruck, Viertakt oder Zweitakt eingehend und sehr klar behandelt und miteinander verglichen. Das Resultat der Diskussion ist, dass Verfasser nicht den Meinungswechsel *Riedlers* mitmacht, sondern bei seiner und *Riedlers* früherer Meinung stehen bleibt: „Mindestens Zweitakt und bis 500 PS in einem Zylinder".

Aus den wärmetheoretischen Vorbemerkungen möchte ich einen Fehler des Verfassers hier ausführlich besprechen, weil er von allgemeiner Bedeutung ist.

In den Gasmotoren ist bekannt: durch Messung in der Gasuhr die im Zylinder enthaltene Gasmenge mit ihrem Heizwert, durch die Kurbelstellung das Volumen der Gasmenge und durch den Indikator der Druck. Um die inneren Vorgänge beurteilen zu können, braucht man die Temperatur, die man aus jenen Messungen berechnen muss, weil sie einer unmittelbaren Messung nicht zugänglich ist. Berechnet man sie aus der Gasmenge, dem Heizwert und der bei Zimmertemperatur gemessenen spezifischen Wärme, so erhält man eine bedeutend heissere Temperatur, als wenn man sie aus Druck, Volumen und Gasmenge mit Hilfe der Zustandsgleichung der Gase berechnet. In einer der beiden Rechnungen muss also über die zulässigen Grenzen hinaus extrapoliert worden sein. Es kann entweder die Zustandsgleichung der Gase bei den heissen Temperaturen falsch sein; man müsste sie dann abändern, vielleicht nach Art der *van der Waals*schen Gleichung. Es kann aber auch, und das ist wahrscheinlicher, die spezifische Wärme veränderlich sein. Ob sie vom Druck, oder von der Temperatur, oder von beiden zugleich abhängt, ist zunächst noch gleichgültig; für die Motorentechnik kommt es nur darauf an, die Aenderung unter den Verhältnissen festzustellen, welche in Motoren vorkommen. Das hat Dr. *A. Langen* getan; seine Versuchsanordnung ist den Verhältnissen in Gasmotoren so ähnlich, wie sich zwei physikalische Vorgänge überhaupt nur sein können. *Langen* hat in seinen Resultaten die spezifische Wärme als Funktion der Temperatur dargestellt, ob das richtig ist oder nicht, schadet der Anwendung der Formeln (D. p, J. 1904, **319**, S. 152) nichts. Die von *v. Linde* aufgestellte Formel gehört einer Versuchsanordnung an, welche mit den Vorgängen in Gasmotoren gar keine Aehnlichkeit hat; sie darf also auf keinen Fall für diese extrapoliert werden. Ebensowenig kommen für Wasserdampf die Untersuchungen in Betracht, die man jetzt anstellt, um das Verhalten des überhitzten Dampfes in Dampfmaschinen kennen zu lernen. Diese Untersuchungen sind sämtlich auf Zustände in der Nähe der rechten Grenzkurve beschränkt, während in Gasmotoren, infolge des schwachen Partialdruckes und der heissen Temperatur die Wasserdämpfe derart überhitzt sind, dass man jene Versuche auf keinen Fall soweit extrapolieren darf.

Der fünfte Abschnitt (47 S.) enthält die für die Verbrennungsmaschinen wichtigsten Brennstoffe: Gase und deren Herstellung, Oele und deren Verarbeitung und Spiritus, ferner die Vorgänge bei der Verbrennung. Hier hätten die alten Anschauungen über Schichtung usw. ruhig wegbleiben können. Die jetzigen Anschauungen sind sehr eingehend diskutiert und begründet und daraus Folgerungen für die Einrichtung von Motoren gezogen.

Im Anhang (63 S.) kommt noch einmal etwas aus der Wärmetheorie und dann das für den Motorenbauer Wichtigste aus der Chemie. Aus diesem letzten Abschnitt, welcher vielen Motorenbauern noch recht unklar ist, will ich nur einen Fehler hervorheben: Auf S. 580 wird behauptet, dass das Volumen der Verbrennungsgase „nie grösser" sei als das anfängliche Gesamtvolumen. Die Verbrennungsgleichung des schon verdampften Spiritus

$$C_2 H_5 OH + 3 O_2 = 2 CO_2 + 3 H_2 O$$

zeigt, dass aus den vor der Verbrennung vorhanden gewesenen vier Molen durch die Verbrennung fünf geworden sind. Das bedingt selbst bei Luftüberschuss eine Volumenzunahme von 6 v. H. Die dieser Volumenzunahme entsprechende Arbeit wird direkt aus der chemischen Energie gewonnen, ohne Zwischenverwandlung in Wärmeenergie. Es ist nicht ausgeschlossen, dass zum Teil hierdurch der günstige Wirkungsgrad der Spiritusmaschinen bedingt ist.

Im praktischen Anhang sind die Spirituspreise veraltet; jetzt ist der Spiritus viel teurer.

Den Hauptbestandteil des Buches bilden der dritte (231 S.) und der vierte Teil (84 S.) In den grundlegenden Erwägungen des dritten Teiles werden eingehend diskutiert: liegende oder stehende Bauart, mit oder ohne Kreuzkopf, einfach- oder doppeltwirkende Zylinder, Mehrzylinderanordnung, verlängerte Ausdehnung oder Verbundanordnung, Hubverhältnis und Umlaufzahl, Normaldiagramm, zulässige Stoffanstrengung. Dann gibt Verfasser Regeln zur Ermittlung der Hauptmasse aus dem Luftbedarf und mit Hilfe praktischer Leistungskoeffizienten; beide Verfahren sind nicht so unabhängig voneinander wie es Verfasser darstellt. Die Methode der Entwicklung ist nicht ganz einwandfrei; es wiederholen sich in diesem Abschnitt vielfach Gruppen von je drei Gleichungen, welche eigentlich nur eine Gleichung sind. Aus dem Luftbedarf ergibt sich nur eine der drei gesuchten Grössen S (Hub), D (Durchmesser), n (Umdrehungszahl) und zwar auch noch nicht endgültig, sondern noch als Funktion der beiden anderen. Es muss, wie es auch in einer späteren Tabelle geschehen, ein Wert des Verhältnisses $\frac{S}{D} = \rho$ und ebenso eine Umdrehungszahl n auf Grund allgemeiner Ueberlegungen willkürlich angenommen werden. Diese beiden Willkürlichkeiten hätten als zweite und dritte Gleichungen in jene Gruppen geschrieben werden müssen, dann hätte man sie lösen können.

Sind so die Hauptmasse gewonnen, so bespricht Verfasser die allgemeinen Bauteile: Gestelle, Rahmen, Zylinder, Deckel, Stopfbüchse usw. Die Methode, in welche das geschieht, ist die aus den Konstruktionsbüchern für Dampfmaschinen bekannte, so dass jeder, nachdem er sich für eine bestimmte Form eines Bauteiles entschlossen hat, die den Festigkeitsregeln entsprechenden Abmessungen zu entnehmen in der Lage ist. Alle Bauteile werden durch genaue Konstruktionszeichnungen nach ausgeführten Motoren erläutert. Sehr häufig wiederholt sich hier die Unterschrift „Bauart *Güldner*". Nachdem Verfasser am Anfang des dritten Teiles sehr eingehend gegen das Erfinden sich ausgesprochen: „Nicht mit Unrecht gilt deshalb ein guter Konstrukteur allgemein als schlechter Erfinder — und umgekehrt" drängt sich dem Leser dabei unwillkürlich die Frage auf: Ist Herr *Güldner* ein guter Erfinder und schlechter Konstrukteur oder umgekehrt? Verfasser meint jedenfalls mit seiner Warnung: nicht erfinden um zu erfinden, um recht viele Patentnummern zu haben, sondern nur um etwas Brauchbares zu liefern.

Der vierte Teil enthält gewissermassen die Anwendung des dritten; es wird, illustriert durch viele Figuren und grosse Konstruktionstafeln, eine Reihe von verschiedenen Firmen ausgeführter Maschinen beschrieben. Zu bedauern ist, dass sich der Verfasser hier hat etwas zu sehr von der Grösse der Maschine imponieren lassen. Wenn auch der Gasmaschinenbau sich zum Bau von Grossgasmaschinen entwickeln muss, so ist diese Entwicklung bis jetzt doch noch viel zu jung, als dass sich schon hätten allgemein anerkannte Regeln ergeben können. Publikationen von Erstlingsmaschinen einer Firma, mögen sie noch so geschickt entworfen sein, gehören in Journale, nicht in Lehrbücher. Die kleinen Maschinen, für welche man schon bestimmte Regeln hat, sind viel zu kurz weggekommen.

Bei der grossen Menge geschickt ausgewählten und gut dargestellten Stoffes, welches der dritte, der Hauptteil des Buches bringt, wird auch diese zweite Auflage sehr bald vergriffen sein.

Bei einer dritten Auflage wäre zu erwägen, ob sich nicht das jetzt schon 2,5 kg schwere Buch in zwei Bände zerlegen liesse, von denen der eine für das Entwerfen, der andere für das Durchkonstruieren bestimmt ist.

Das Buch wird in seiner zweiten Auflage dem Motorenbau gute Dienste leisten. Dr. *K. Schr.*

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Elemente der Vektor-Analysis. Mit Beispielen aus der theoretischen Physik von Dr. *A. H. Bucherer*, Privatdozent an der Universität Bonn. Zweite Auflage. Leipzig, 1905. B. G. Teubner. Preis geb. M. 2.40.

Die Patentgesetze aller Völker. Herausgegeben von *Josef Kohler*, Prof. an der Universität Berlin, und *Maximilian Mintz*, Patentanwalt in Berlin. Band 1. Lieferung 2. Berlin, 1905. J. Guttentag G. m. b. H.

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

86. Jahrg., Bd. 320, Heft 46. **Berlin, 18. November 1905.**

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Die Kraftmaschinen und Dampfkessel auf der Weltausstellung in Lüttich 1905.

Von **Fr. Freytag**, Chemnitz.

(Fortsetzung von S. 692 d. Bd.)

9. Gasmotoren-Fabrik Deutz in Cöln-Deutz.

Es sind auf der Lütticher Ausstellung folgende ortsfeste Motoren ausgestellt worden:

1. ein doppeltwirkender Viertaktmotor von 250 PS mit zugehöriger Braunkohlenbrikett - Sauggasanlage;

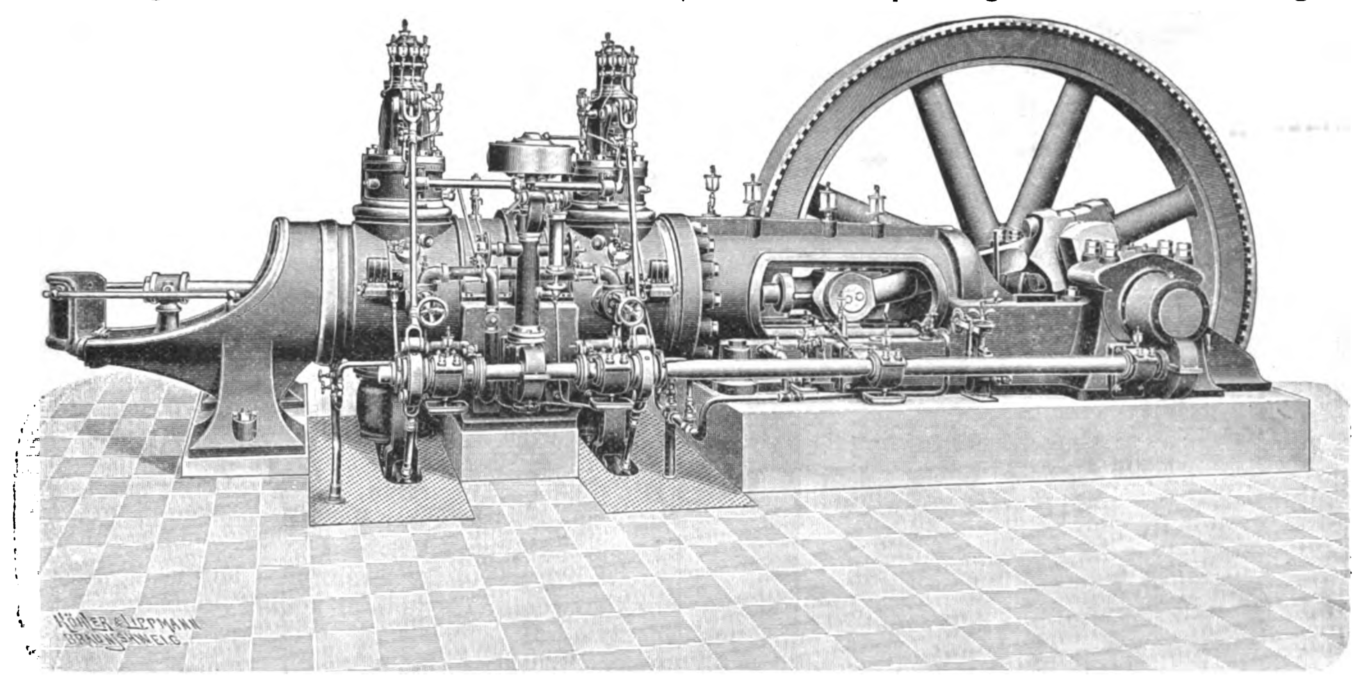


Fig. 48. Doppeltwirkender Viertaktmotor von 250 PS der Gasmotoren-Fabrik Deutz.

2. ein einfachwirkender 50 PS-Gasmotor;
3. ein 35 PS-Gasmotor zum Antrieb einer liegenden doppeltwirkenden Plungerpumpe, die das erforderliche Kühlwasser für die von der *Gasmotoren-Fabrik Deutz* ausgestellten Motoren beschafft;
4. eine 1 PS-Motorpumpe;
5. ein 12 PS-Benzinmotor.

Eine äussere Ansicht des doppeltwirkenden Viertaktmotors zeigt Fig. 48; er weicht von der bisher gebräuchlichen Gestalt der Gasmotoren vollständig ab und ist in seiner Gesamtanordnung einer liegenden Ventil-Dampfmaschine ähnlich. Die Arbeitsprozesse vollziehen sich auf beiden Seiten des Kolbens nach dem *Otto*schen Viertakt und dient der verhältnismässig lang gehaltene Kolben mit seinen selbstspannenden Ringen nur noch als Dichtungsorgan und zur Aufnahme achsialer Kräfte, während alle Seitenkräfte der Schubstange durch einen reichlich bemessenen Kreuzkopf aufgenommen werden; ausserdem ist der Kolben noch durch eine hintere Geradführung der Kolbenstange entlastet. An dem kräftigen, auch die Kreuzkopfführung aufnehmenden Maschinengestell ist, wie die Schnittzeichnung, Fig. 49, erkennen lässt, der Arbeitszylinder derart befestigt, dass die Achsen beider Teile in dieselbe Linie fallen und die Explosionsdrucke zentrisch aufgenommen werden. Nach hinten ist der Zylinder durch einen einfachen Deckel verschlossen, nach dessen Wegnahme Kolben und Kolbenstange bequem zugänglich werden. Das aus Hartguss hergestellte Zylinderrohr ruht in einem gusseisernen Bett, das den Zylinder in seinem mittleren Teil gleichzeitig als Kühlmantel umschliesst; aus dem geräumigen Unterteil desselben, an das die Gas- und Luftleitungen angeschlossen sind, saugt sich jede Zylinderseite die zu bildende Ladung an. Durch Abnahme des Bettoberteiles sowie entsprechend angeordnete Handlöcher lassen sich die Kühlwasserräume untersuchen und reinigen.

Vor und hinter der Lauffläche ist das Zylinderrohr zur Aufnahme der senkrecht übereinander liegenden Gehäuse für Einlass- und Auslassventile, der Zünddeckel und der Anlassventile verlängert; abgeschlossen wird es an den Enden durch je einen wassergekühlten, leicht ab-

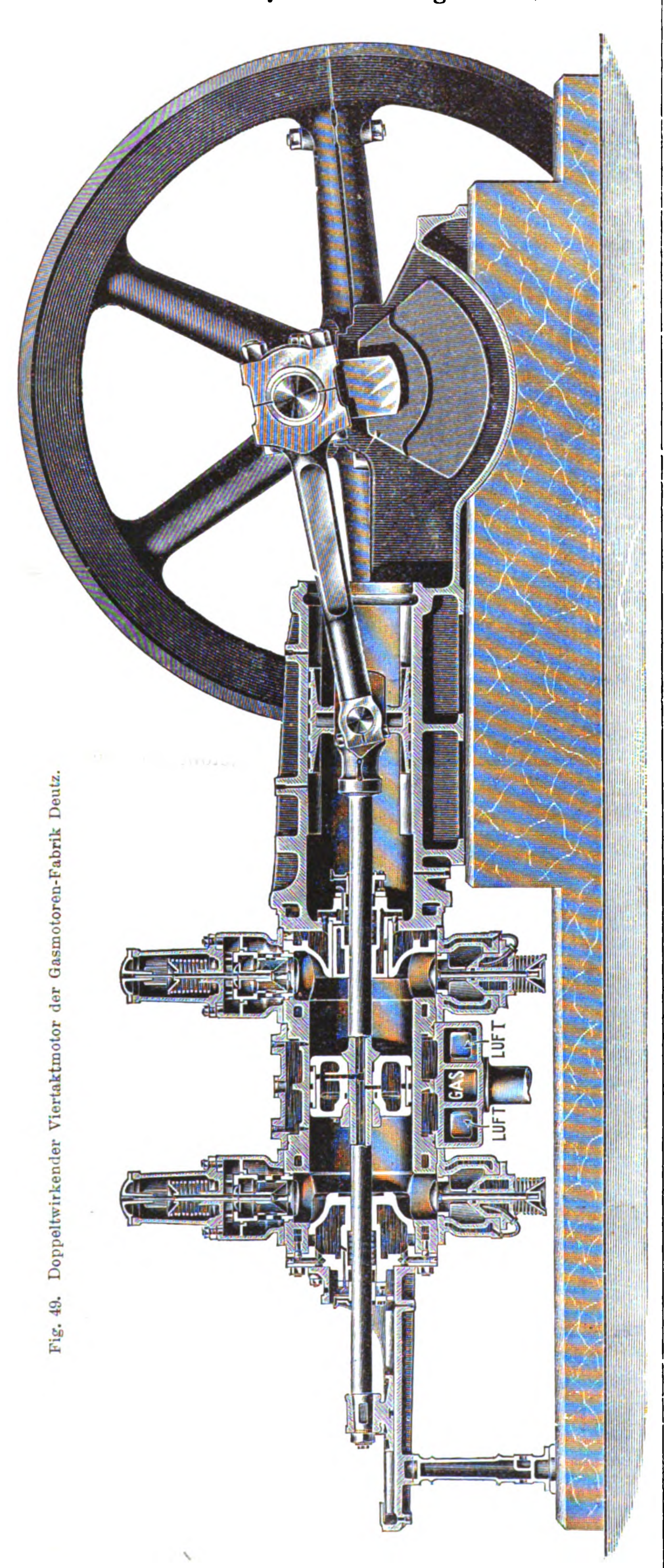


Fig. 49. Doppeltwirkender Viertaktmotor der Gasmotoren-Fabrik Deutz.

nehmbaren Deckel mit zentrisch eingesetzter Stopfbüchse mit Metallpackung. Da auch die hohle Kolbenstange mitsamt dem Kolben ausgiebige Wasserkühlung erhalten, werden die Stopfbüchsen auf einer niedrigen Temperatur — ∾ 30 ° bis 40 ° C — erhalten. Die Schmierung zwischen Stopfbüchse und Kolbenstange erfolgt durch Einpressen von Oel mittels einer besonderen Schmierpumpe. Die aus geschmiedetem Stahl hergestellte Kurbelwelle führt sich in zwei mit Weissmetall ausgefütterten und als Ringschmierlager ausgebildeten Hauptlagern des zu dem Zwecke gabelförmig gestalteten Maschinengestelles, sowie noch in einem Aussenlager. Die hin- und hergehenden Massen sind durch unmittelbar an der Kurbel befestigte Gegengewichte möglichst ausgeglichen.

Die Bewegung der Ventile erfolgt zwangläufig durch Hebelgestänge und Nockenscheiben von einer durch Schneckenräder mit der halben Umlaufzahl der Kurbelwelle angetriebenen Steuerwelle aus. Das Ausströmventil lässt sich infolge Anordnung von auswechselbarem Sitz und wassergekühlter Spindelführung leicht auswechseln, ohne deshalb sein Gehäuse entfernen zu müssen. Das Einströmventil trägt auf seiner Spindel noch einen Luftschieber und ein Gasventil. Diese drei Organe bewegen sich gleichzeitig und zwar derart, dass, wie dies schon bei einem auf der Deutschen Städte-Ausstellung in Dresden 1903 seitens der *Gasmotorenfabrik Deutz* ausgestellten einfachwirkenden 60 PS-Motor eingehend erläutert wurde (vergl. D. p. J. 1903, Bd. **318**, S. 708 u. ff., stets genau proportionale Querschnitte für den Eintritt von Luft und Gas bezw. für das Ladungsgemisch in den Zylinder freigelegt werden. Infolgedessen arbeitet der Motor bei allen Belastungen mit einem konstanten Mischungsverhältnis der Ladung, die — je nachdem der Stützpunkt des Hebels, welcher das Einströmventil öffnet, vom Regulator verstellt wird, in grösserer oder geringerer Menge in den Zylinder gelangt, womit eine äusserst günstige Brennstoffausnützung erreicht wird. Fig. 50 zeigt nochmals schematisch die Stellung der Steuerungsteile bei voller Belastung des Motors, also bei dem grössten Hube des Einströmventils, Fig. 51, diejenige beim Leerlauf des Motors, wobei der Stützpunkt des Einströmhebels ganz nahe an die Ventilspindel zu liegen kommt, so dass diese nur einen sehr kleinen Hub ausführt. Da letzterer indes genügt, um ein immerhin noch *zündfähiges* Gemenge in den Zylinder eintreten zu lassen — Aussetzer demnach überhaupt nicht auftreten —, so ist die Gleichmässigkeit des Ganges der Maschine eine vollkommene. Die Regulierung arbeitet auch ausserordentlich schnell und energisch, so dass bei plötzlicher Be- oder Entlastung des Motors um 25 v. H. der jeweiligen Belastung die Schwankungen in der Umlaufzahl desselben innerhalb nur weniger Sekunden höchstens 1,5 v. H. betragen; der bleibende Unterschied in der Umlaufzahl zwischen Vollbelastung und Leerlauf bleibt im allgemeinen unter 3 bis 4 v. H.

Die Zündung des angesaugten und verdichteten Gemisches erfolgt durch einen magnet-elektrischen Apparat derart, dass der Zeitpunkt derselben während des Betriebes verstellbar ist.

Das Anlassen des Motors erfolgt durch Druckluft, die einem mittels Kompressors nach Bedarf wieder aufgefüllten Behälter von hinreichender Grösse entnommen wird. Man bringt den Motor zu dem Zwecke unter Benutzung einer Schaltvorrichtung zunächst in die Anlasstellung und lässt hierauf die Druckluft mittels des gesteuerten Anlassventils und eines selbsttätigen Rückschlagventils mehrere Male auf den Kolben wirken. Durch die erhaltene Beschleunigung saugt der Motor Ladungen an, entzündet sie und kommt so nach wenigen Umläufen in normalen Gang.

Doppeltwirkende Einzylinder - Motoren werden für Leistungen von 150 PS an gebaut; bei Zweizylindermaschinen erhält man auf jeden Hub eine Kraftwirkung. Ordnet man für ganz grosse Maschinen vier Zylinder an (Zwilling-Tandem), womit Leistungen bis 6000 PS entwickelt werden können, so lässt sich bei Versetzung der

Kurbeln um 90° sogar auf jeden halben Hub eine Kraftwirkung erzielen.

Die allgemeine Einrichtung der *Braunkohlenbrikett-Sauggasanlage* mit Doppelgenerator lässt die in Fig. 52 dargestellte Schnittzeichnung erkennen.

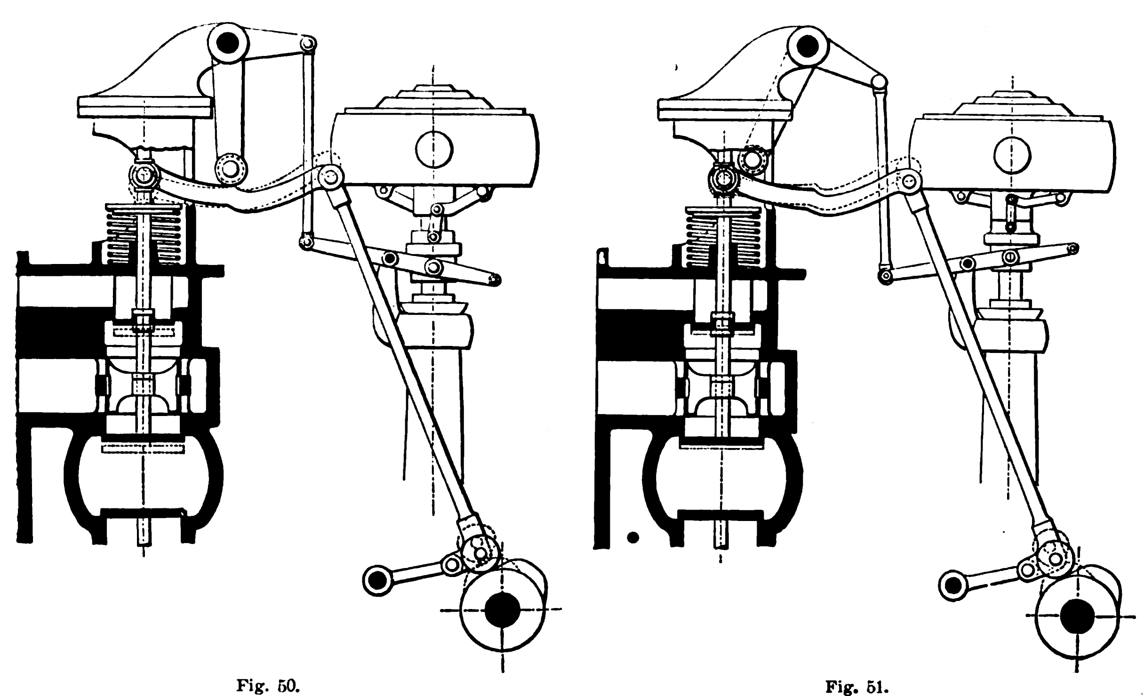


Fig. 50. Fig. 51.

Fig. 50 und 51. Einlassteuerung des doppeltwirkenden Viertaktmotors der Gasmotoren-Fabrik Deutz.

Der Doppelgenerator der *Gasmotoren-Fabrik Deutz* verkokt zunächst den Brennstoff und führt sodann die hierbei entstehenden Destillationsprodukte in permanente Gase über, die zur Vermehrung des aus dem Koks erblasenen Generatorgases dienen. Man erhält auf diese Weise ein nahezu geruchloses Gas, welches mit nicht leuchtender Flamme brennt.

Die zu diesem Gas-Erzeuger dienenden Apparate bestehen im wesentlichen aus einem Generator *A* (Fig. 52) mit oberer und unterer Brennzone, einem Staubsack mit Wasserschluss *B*, einem Skrubber C, einem Dreiweghahn *H*, einem Exhauston *V*, einem Stossreiniger *F* und den Ueberlaufkästen *g* und g_1. Der Generator wird aus einem geradlinigen Schachtofen gebildet, der unten einen Rost besitzt und oben offen ist. Der Gasabzug befindet sich etwa in halber Höhe des Schachtes. Indem der Motor bei jedem Ansaugehub eine gewisse Menge Gas aus dem Skrubber *C* bezw. aus dem Generator absaugt, wird in den Apparaten eine Depression hervorgerufen. Diese teilt sich in gleicher Weise der oberen wie der unteren Hälfte des Generators mit, und es finden dadurch folgende Vorgänge statt:

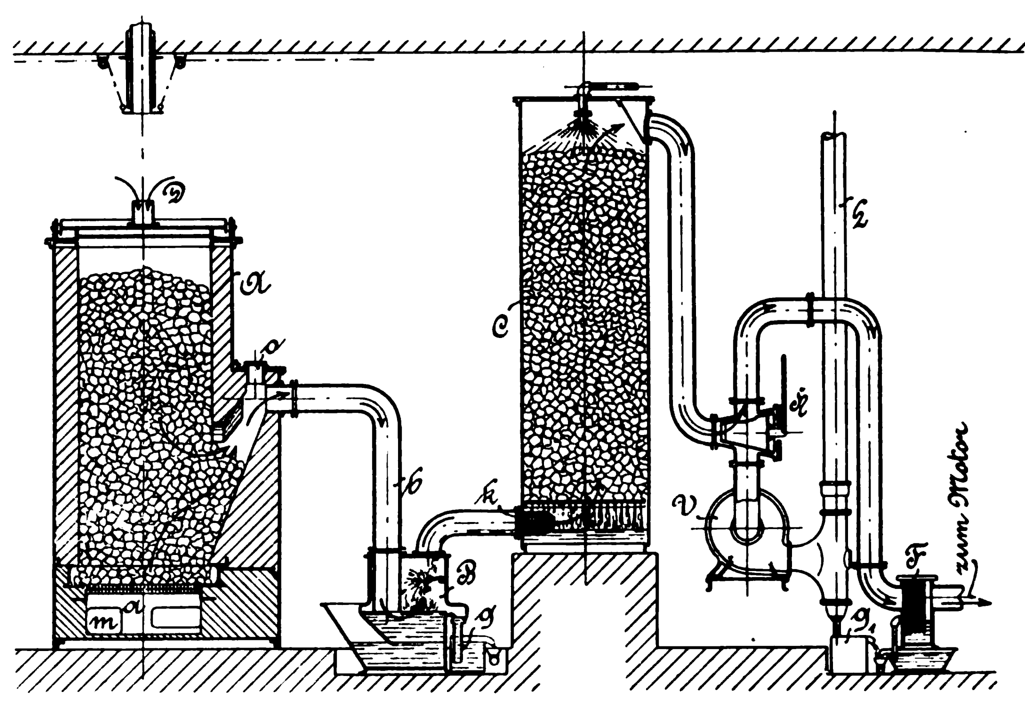


Fig. 52. Braunkohlenbrikett-Sauggasanlage der Gasmotoren-Fabrik Deutz.

Das über der oberen glühenden Zone frisch aufgeschüttete Brennmaterial wird durch die strahlende Hitze dieser Zone entgast, wobei Kohlenwasserstoffe sowohl in Gas- als auch in Dampfform ausgetrieben werden. Die saugende Wirkung des Motors treibt diese Destillationsprodukte durch die glühende Schicht, wodurch die Teere hochgradig erhitzt und in permanente Gase übergeführt werden. Durch die ebenfalls hindurchgesaugte Luft findet eine teilweise Vergasung des Brennstoffes statt, wobei Kohlenstoff und Luft in Kohlenoxyd und Stickstoff umgesetzt werden. Es wird dadurch diejenige Wärmemenge erzeugt, die nötig ist, um das je nach Herabsinken aufgeworfene frische Brennmaterial zu entgasen und zu erhitzen, so dass die oben beschriebenen Vorgänge stattfinden können.

Der entgaste Brennstoff wandert allmählich in den unteren Teil des Generators, wo sich über dem Rost eine glühende Schicht des schon vordem entgasten Brennstoffes befindet, die der nachsinkende Brennstoff je nach Bedarf ergänzt. Dieser unteren Brennstoffsäule teilt sich nun die durch den Motor hervorgerufene Depression in gleicher Weise wie dem oberen Teile mit, so dass die durch den Aschenraum *a* eintretende Luft den Brennstoff über den Rost vollständig vergast.

Die im oberen und unteren Teile des Generators gebildeten Gase werden durch ein gemeinschaftliches Rohr *b* abgesaugt und gelangen zunächst in einen geräumigen wassergekühlten Staubsack *B*, wo durch die verminderte

Geschwindigkeit des Gases die mitgerissene Asche und Russ abgeschieden wird. Der Staubsack wird durch das vom Skrubber ablaufende Wasser bis zu einer bestimmten Höhe gefüllt erhalten, so dass das Gas beim Hindurchstreichen etwas in das Wasser eintreten muss. Beim Stillstand der Anlage sperrt dann der Wasserspiegel im Staubsack den Generator gegen die anderen Apparate der Anlage selbsttätig ab.

Zur Kühlung und Reinigung wird das Gas durch den Skrubber *C* geleitet. Das von oben durch eine Brause eintretende Wasser tritt durch die Koksschicht und entweicht durch einen im Unterteil des Skrubbers eingebauten Drahtkorb *k*, der verhindern soll, dass etwa durch den Rost fallende Koksstückchen in den Staubsack *B* gelangen. Vom Skrubber strömt das Gas durch den als Dreiweghahn ausgebildeten Umschalthahn *H* und den Stossreiniger *F* unmittelbar zum Motor.

Der Reiniger *F* besteht aus einem gusseisernen Gefäss, in das eine Reihe durchlochter Platten eingehängt sind. Die Löcher der Platten sind so gegeneinander versetzt, dass das Gas beim Hindurchstreichen seine Richtung ständig ändert, wobei Wasser und im Gase etwa noch vorhandene Unreinigkeiten ausgeschieden werden.

Der Ventilator *V* dient zum Warmblasen des Generators vor der Inbetriebsetzung der Anlage. Zu dem Zwecke verbindet man durch Umlegen des Dreiweghahnes *H* die Saugleitung des Ventilators mit dem Skrubber *C* und drückt das Gas durch die Abgasleitung *L* so lange ins Freie, bis es an einem Probierhahn dieser Leitung mit blauer Flamme sicher brennt. Vor Ingangsetzung des Motors wird dann der Ventilator durch Umlegen des Hahnes *H* ausgeschaltet.

Während des Stillstandes lässt man den Generator wie einen gewöhnlichen Füllofen weiterbrennen, wozu ein Kaminrohr auf den in der Mitte offenen Schachtdeckel *D* herabgelassen wird. Letzterer ist auf Rädern fahrbar, so dass der ganze Schachtquerschnitt des Generators zum Beschicken während des Betriebes leicht freigelegt werden kann.

Schlacken, die sich während des Betriebes bilden, werden mit einer Stange durch das Stossloch *o* abgestossen. Zum Entfernen der Achse aus dem Raume *a* dient eine verschliessbare Oeffnung *m*.

Dauerversuche, die vom 28. Oktober bis 1. November 1904 an einer 70 PS-Braunkohlen-Generatorgas-Anlage in der Versuchsstation der *Gasmotoren-Fabrik Deutz* angestellt wurden, ergaben bei einer Leistung des Motors von 81,3 PS mit im Mittel 180,5 minutlichen Umdrehungen einen Brennstoffverbrauch von *0,665 kg für 1 PS/Std.* Das Brennmaterial bestand aus Braunkohlen-Würfel-Briketts der Sybilla-Grube bei Frechen mit einem Heizwert von 4720 WE/kg. Der mittlere Heizwert des Gases war etwa 1100 WE/cbm.

Der *50 PS-Gasmotor* wird ebenfalls von der vorbeschriebenen Braunkohlen-Generatorgas-Anlage gespeist; er ist einfachwirkend und entspricht in der Konstruktion und Wirkungsweise seiner Einzelteile dem von der Firma auf der Deutschen Städte-Ausstellung in Dresden 1903 ausgestellten 60 PS-Motor (vergl. D. p. J. 1903, Bd. **318**, S. 707 u. ff.).

Der in Fig. 53 dargestellte *35 PS-Gasmotor* zeigt die neueste liegende Form von Kleinkraftmaschinen der *Gasmotoren-Fabrik Deutz.*

Der kräftig ausgebildete Maschinenrahmen ist mit den Lagern der Kurbel- und Steuerwelle, wie auch mit dem Kühlwassermantel des Arbeitszylinders aus einem Stück gegossen. In dem aus Hartguss hergestellten Zylinderrohre bewegt sich der mit einer grösseren Anzahl selbstspannender gusseiserner Ringe versehene und behufs Vermeidung schneller Abnutzungen des Zylinders besonders lang gehaltene Kolben. Ueber den in den letzteren eingepassten Bolzen greift das aus Bronze hergestellte Schubstangenlager.

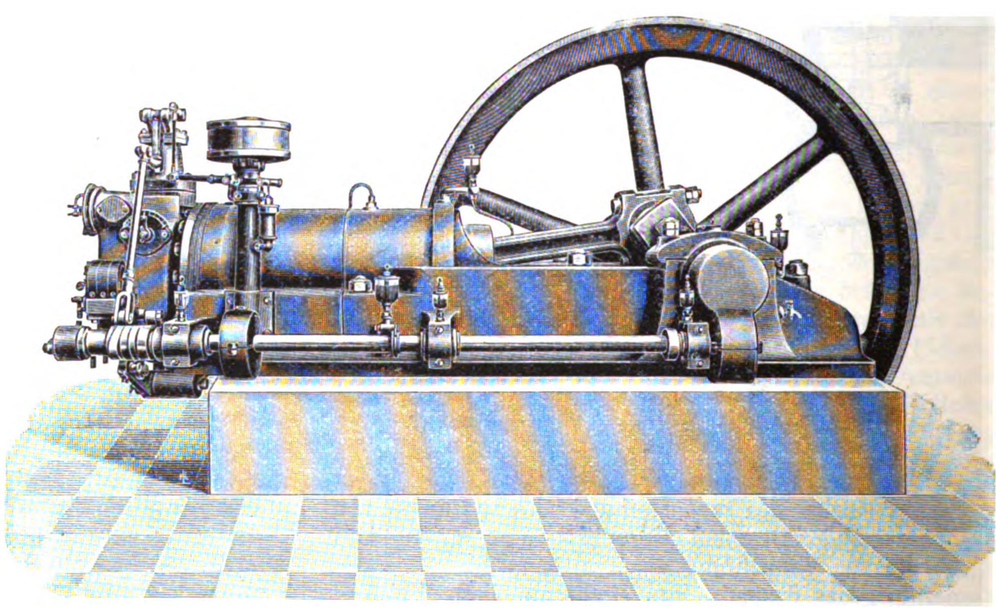


Fig. 53. 35 PS-Motor der Gasmotoren-Fabrik Deutz.

Die aus geschmiedetem Stahl gefertigte Kurbelwelle führt sich in zwei nachstellbaren, mit Weissmetall ausgefütterten und als Ringschmierlager ausgebildeten Hauptlagern, sowie in einem Aussenlager. Bemerkenswert ist, dass die Steuerwelle nur am Maschinenrahmen und — im Gegensatz zur älteren Konstruktion — nicht auch am Zylinderkopf gelagert ist. In diesen letzteren sind Ein- und Ausströmventil in bekannter Weise eingebaut; ersteres trägt, wie Fig. 54 erkennen lässt, auf seiner Spindel auch das Gasventil — bei Generatorgasbetrieb ausserdem noch einen Luftschieber. Diese Organe bewegen sich gleichzeitig in der Weise, dass stets genau proportionale Querschnitte für

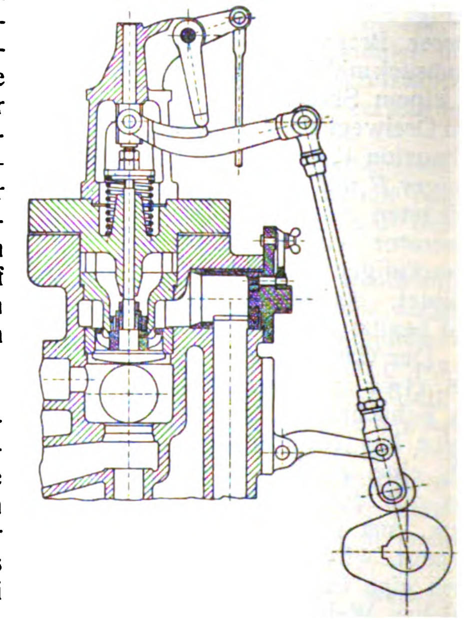


Fig. 54. Einlassteuerung des 35 PS-Motors der Gasmotoren-Fabrik Deutz.

Gas und Luft freigelegt werden — die Zusammensetzung des Ladungsgemisches demnach bei allen Belastungen des Motors konstant bleibt.

Der Regulator hat nur den Drehpunkt des ausbalanzierten Einströmhebels zu verlegen, was einen grösseren oder kleineren Hub des Einströmventils zur Folge hat.

Diese Motoren werden in Grössen bis zu 40 PS und zwar nicht nur für die verschiedensten Gasarten, sondern durch einfaches Auswechseln einiger Teile auch für den Betrieb mit flüssigen Brennstoffen hergerichtet.

Zum Betreiben des in Lüttich ausgestellten Motors ist eine Anthrazit-Sauggasanlage bekannter Bauart vorgesehen.

Die in Fig. 55 und 56 dargestellte, mit einem *Leuchtgasmotor* von 1 PS *vereinigte Ventil-Plungerpumpe* fördert

wird nur reine Luft durch das Mischventil und das Einströmventil in den Zylinder gesaugt.

Behufs Steuerung des Auspuffventils wird mittels Nockenscheibe der von der Kurbelwelle mittels Zahnräder im Verhältnis 2 : 1 angetriebenen Steuerwelle ein Winkelhebel derart bewegt, dass die an seinem Ende befestigte Druckstange den Ventilkegel im richtigen Augenblicke aufstösst. Ein dem Auslassnocken diametral gegenüberliegender kleinerer Nocken dient in bekannter Weise zur Verringerung des Kompressionswiderstandes beim Anlassen der Maschine. An der Nockenscheibe befindet sich noch ein Kurbelzapfen zum Antrieb der auf- und abgehenden Reglerstange.

Die Regelung geschieht durch Aussetzer in der Weise, dass das Gasventil vom Pendelregler geschlossen oder geöffnet gehalten wird. Von einem an die vor-

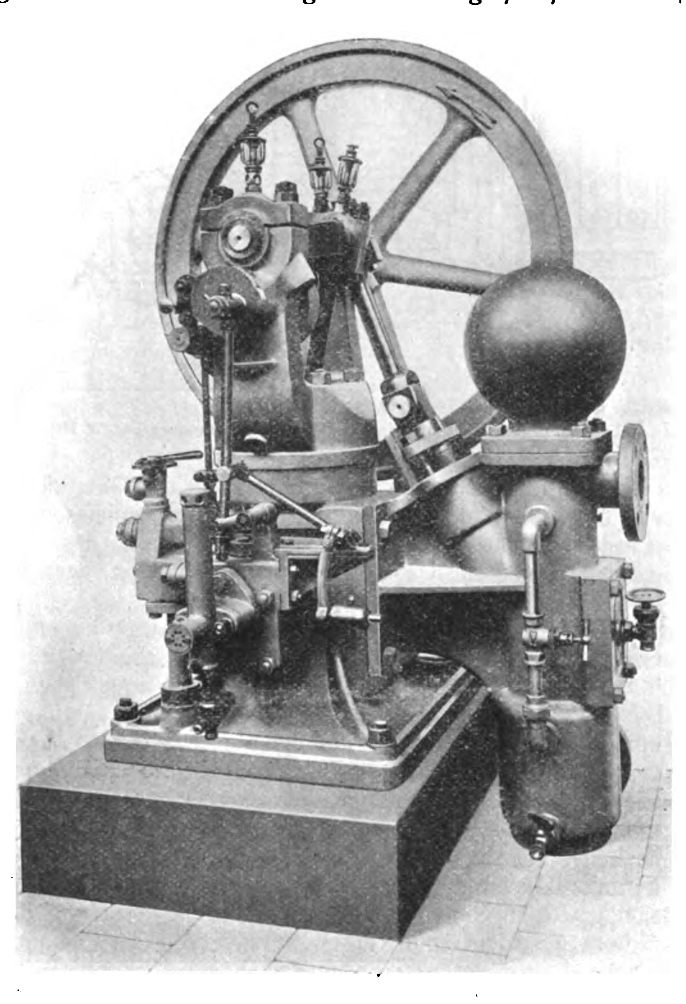




Fig. 55. Motorpumpe der Gasmotoren-Fabrik Deutz.

Fig. 56. Motorpumpe der Gasmotoren-Fabrik Deutz.

6 cbm/Std. auf etwa 30 m Höhe. Die Umdrehungszahl beträgt 200 in der Minute, der Durchmesser der Saug- und Druckrohre 65 mm. Die Bildung der Ladung erfolgt, wie Fig. 57 und 58 erkennen lassen, in der Weise, dass in der Saugperiode durch das selbsttätig sich öffnende Einströmventil Gas und Luft behufs inniger Mischung in eine besonders ausgestaltete Kammer eingesaugt werden. Die Luft wird dieser Mischkammer aus der Grundplatte der Maschine in einem oben durch ein selbsttätig sich öffnendes Mischventil geschlossen gehaltenen Rohre zugeführt, während das Gas durch ein wagerecht liegendes, vom Pendelregler nach Bedarf geöffnetes Ventil unter das Mischventil und von hier in feinen Strahlen in die Mischkammer gelangt. Bleibt das Gasventil durch die Einwirkung des Reglers geschlossen, so

genannte Reglerstange angelenkten Hebel wird ein Gewichtpendel auf einem Schlitten so hin und her geschoben, dass ein senkrecht zum Pendel stehender Finger — je nach der Geschwindigkeit der Maschine — gegen eine Nase der Spindel des Gasventils stösst und dieses aufdrückt oder aber die Nase verfehlt, so dass das Ventil geschlossen bleibt.

Die Zündung der verdichteten Ladung erfolgt durch einen magnet-elektrischen Apparat.

Die zur Maschine gehörige, von der Kurbelwelle unmittelbar angetriebene Pumpe hat Phosphorbronze-Ringventile mit Gummifederbelastung, einen besonderen Saugwindkessel und eine reichlich bemessene Druckhaube.

Der ausgestellte *12 PS-Benzinmotor* unterscheidet

sich in seiner Ausführung von den älteren Benzinmotoren der *Gasmotoren-Fabrik Deutz* dadurch, dass an Stelle der bisherigen Brennstoffpumpe ein Spritzvergaser, wie bei Motorwagen, eingebaut worden ist. Derselbe besteht aus dem Vergasergehäuse und dem Schwimmerbehälter. Der gen Kanal um die Brause herum und zerstäubt das aus diesem infolge Depression austretende Benzin. Auf diese Weise entsteht die zum Betreiben des Motors dienende Ladung.

Um zu verhindern, dass bei Undichtheiten des Ven-

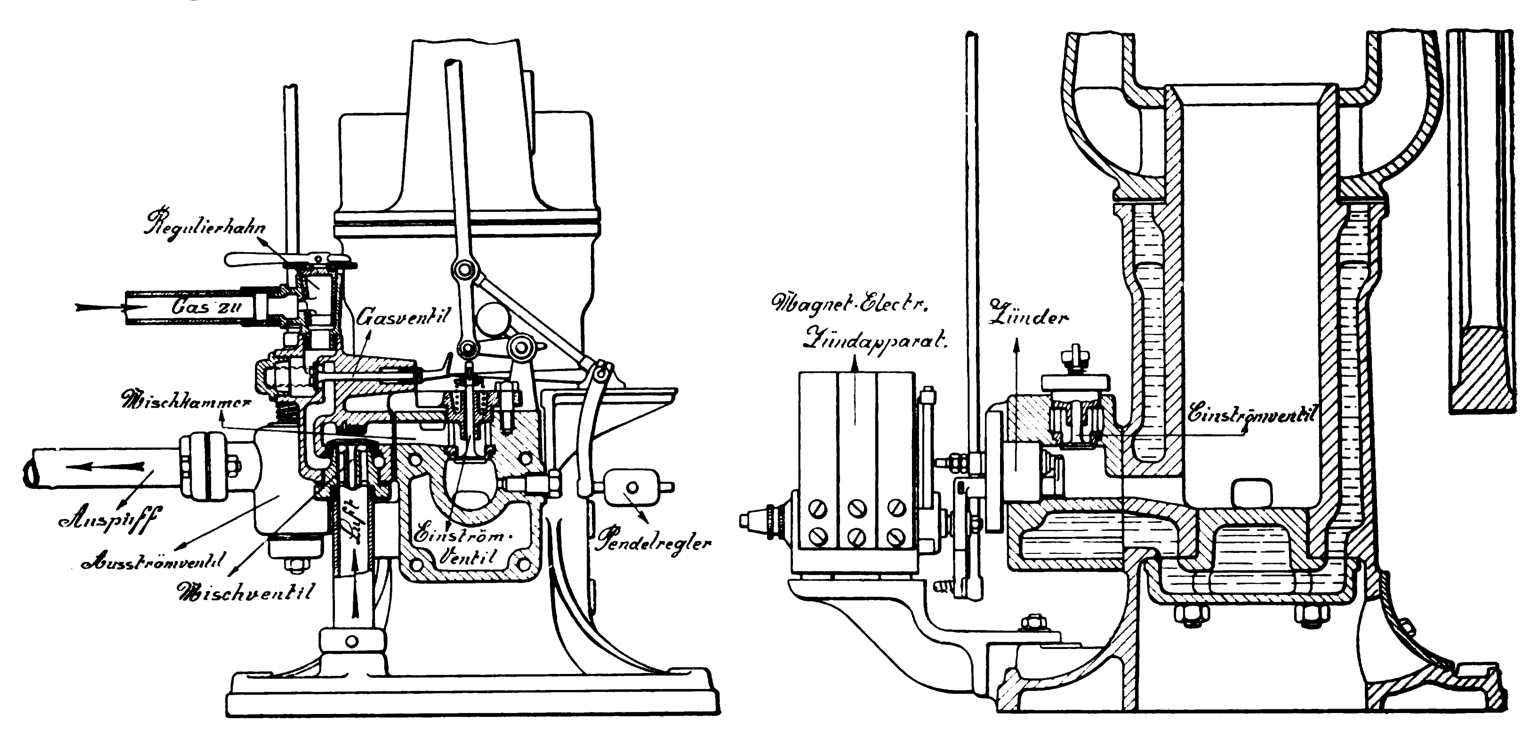


Fig. 57. Steuerung zur Motorpumpe der Gasmotoren-Fabrik Deutz.

Fig. 58. Einzelteile zur Motorpumpe der Gasmotoren-Fabrik Deutz.

in dem letzteren befindliche Schwimmer ist derart mit einem den Benzinzufluss regelnden Nadelventil verbunden, dass dieses die Brennflüssigkeit nur bis zu einer gewissen Höhe in den Behälter eintreten lässt. Zu dem Zwecke sucht ein mit dem Nadelventil verbundenes Gewicht dieses beständig zu schliessen, wird aber durch gegenwirkende Gewichte hieran gehindert, so lange dieselben vom Schwimmer belastet sind, d. h. letzterer sich nicht in seiner höchsten Lage befindet. Es kann demnach nur so lange Benzin zuströmen, bis der aufsteigende Benzinspiegel den Schwimmer in seine höchste Lage gehoben hat; alsdann wird das Ventil durch das Belastungsgewicht geschlossen. Auf diese Weise wird der Benzinspiegel im Schwimmergehäuse stets auf konstanter Höhe erhalten. Von diesem Gehäuse tritt das Benzin in das mit der Austrittsöffnung an das Einströmventil des Motors angeschlossene Vergasergehäuse und steigt hier in einem Rohre auf, welches oberhalb in die als Zerstäuber wirkende Brause mündet. Die Eintrittsöffnung für die zum Zerstäuben des Benzins nötige Luft steht durch ein Rohr mit einem das Ausströmrohr umschliessenden dritten Gehäuse in Verbindung.

Wenn der Motor saugt, so tritt vorgewärmte Luft in das Vergasergehäuse, strömt hier durch einen ringförmitils Benzin aus dem hochgelegenen Benzinbehälter durch den Zerstäuber in den Luftvorwärmer und von diesem in den Motorraum austritt, ist am tiefsten Punkte des Vergasergehäuses ein Ueberlaufrohr angeschlossen, welches zum tiefer liegenden Benzinfass zurückführt.

Die Steuerung des Einström- und Ausströmventils erfolgt in bekannter Weise durch Nockenscheiben einer mittels Schneckenräder von der Kurbelwelle angetriebenen Steuerwelle. Während aber die zum Ausströmventil gehörige Nockenscheibe fest auf der Steuerwelle sitzt, kann der konisch ausgeführte Nocken des Einströmventils durch Einwirkung des Regulators derart verschoben werden, dass ersteres mehr oder weniger geöffnet wird, d. h. je nach der Geschwindigkeit des Motors eine grössere oder geringere Ladungsmenge von stets gleichbleibender Zusammensetzung in den Zylinder tritt. Die Regelung des Motors geschieht somit durch Veränderung der Ladungsmenge.

Die Zündung erfolgt durch einen elektrischen Funken mittels magnet-elektrischen Apparates, dessen Zündkurbelstange an einen exzentrisch gelagerten Lenkerzapfen gehängt ist, so dass durch Verdrehen des Exzenters der Zeitpunkt der Zündung verstellt werden kann.

(Fortsetzung folgt.)

Nordamerikanische Eisenbauwerkstätten.

Von Dr.-Ing. **H. Reissner**, Berlin.

(Fortsetzung von S. 666 d. Bd.)

Die nächste Abteilung der Werkstätte hat die leichten Eisenkonstruktionen des Hochbaues und der Wegebrücken zu erledigen, die nächstschwierigere Art von Arbeit, bei der es sich um leichte Stücke und demzufolge auch leichte Maschinen und Krähne handelt und die Nacharbeitungsmaschinen, wie Nachreiber, Bohrer und Hobelmaschinen nicht in Anwendung kommen, sondern höchstens einige Fräsmaschinen zum Abarbeiten von Säulenfüssen zwecks guten Flächenlagers auf Grundplatte.

Die sorgfältigste und schwerste Arbeit wird von der

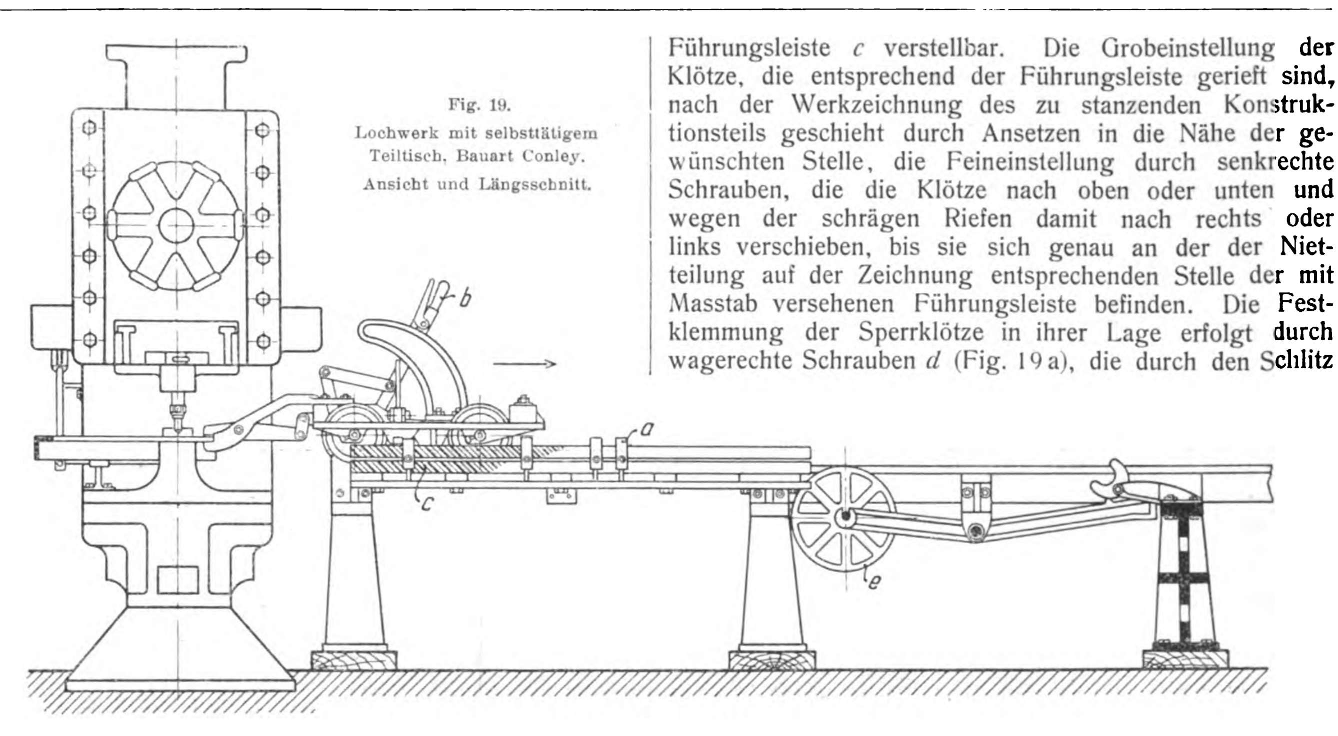


Fig. 19.
Lochwerk mit selbsttätigem Teiltisch, Bauart Conley.
Ansicht und Längsschnitt.

Abteilung für Eisenbahnbrücken erledigt. Hier handelt es sich um grössere Blechstärken und Profile, die Nietlöcher sind nachzubohren, Grate abzufasen, wichtige Blechkanten sind zu hobeln, die stärkeren durch mehr Dicken hindurchgehenden Niete erfordern stärkere Maschinen, Bolzenlöcher sind nachzubohren, Druckstäbe durch Fräsen aufeinander zu passen, und schwerere Krähne sind erforderlich, um die fertigen Konstruktionen aufzuladen.

Vielfachteilungsstanzen.

Beiden Werkstattabteilungen gemeinsam sind die Vielfachteilungsstanzen für die Winkel und Stegbleche der Säulen der Eisengerüstbauten, der genieteten Blechträger und der Gurtstäbe von Fachwerkbrücken. Die Teilungsstanzen haben den Zweck, das Ankörnen der Nietlöcher dadurch entbehrlich zu machen, dass der Vorschub des Bleches oder der Winkel auf die Längsnietteilung, und die Reihe von vorhandenen Stempeln und Matrizen (4 bis 20) auf die Quernietteilung eingestellt werden können. Aufgabe des Zeichenbureaus ist es, die Nietteilung in der Längsrichtung möglichst einfach zu gestalten, in der Querrichtung der immerhin beschränkten Querverschieblichkeit der Stempel anzupassen. Verfasser hat drei Arten von Teilungsstanzen in Gebrauch gesehen.

Die einfachste Art ist diejenige, bei der die zu bohrenden Profile, etwa zwei Winkel, an einem Wagen festgeklemmt sind, der auf einem ihrer Länge entsprechenden, vor der Stanze sich befindenden Tisch rollt. Auf dem Tisch ist ein Holzstreifen befestigt, auf dem die Längennietteilung in richtiger, die Quernietteilung im verkürzten Masstab durch Striche angezeichnet sind. An dem Wagen befindet sich ein Zeiger, der nacheinander auf diese Striche dadurch eingestellt wird, dass ersterer durch ein Speichenrad bis zum nächsten Strich weitergerollt wird. Die seitliche Nietteilung wird durch Ein- und Ausrücken und Querverschiebung der Stempel bewirkt. Hier wird also noch in gewisser Weise von der Holzschablone Gebrauch gemacht, auf der besonders, wenn sie durch Gebrauch schmutzig wird, natürlich die Striche schlechter als die sonst benutzten Körnerlöcher zu sehen sind.

Vollkommen vermieden ist die Schablone bei der zweiten Art (s. Fig. 19) dadurch, dass eine Sperrklinke nacheinander durch Sperrklötze *a* gefasst wird. Die Sperrklinke ist mit einem Handgriff *b* zum Ausrücken versehen und die Sperrklötze sind auf einer schräg gerieften, in der Mitte geschlitzten Führungsleiste *c* verstellbar. Die Grobeinstellung der Klötze, die entsprechend der Führungsleiste gerieft sind, nach der Werkzeichnung des zu stanzenden Konstruktionsteils geschieht durch Ansetzen in die Nähe der gewünschten Stelle, die Feineinstellung durch senkrechte Schrauben, die die Klötze nach oben oder unten und wegen der schrägen Riefen damit nach rechts oder links verschieben, bis sie sich genau an der der Nietteilung auf der Zeichnung entsprechenden Stelle der mit Masstab versehenen Führungsleiste befinden. Die Festklemmung der Sperrklötze in ihrer Lage erfolgt durch wagerechte Schrauben *d* (Fig. 19a), die durch den Schlitz der Führungsleiste hindurchgreifen. Um ein Durchhängen der Profile zu verhindern, sind an dem Tisch auch Rollen *e*

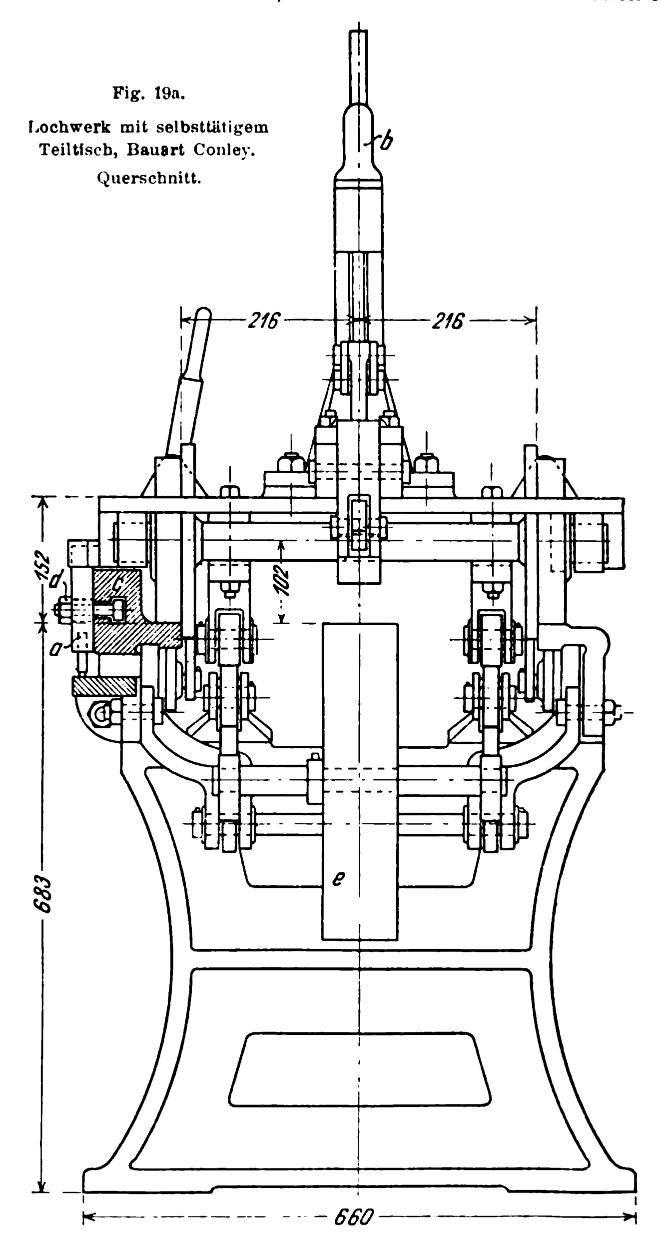


Fig. 19a.
Lochwerk mit selbsttätigem Teiltisch, Bauart Conley.
Querschnitt.

angebracht, die den Führungswagen erst vorbeilassen und dann von einem an ihm befestigten Auslösungshaken hochgeklappt werden und sich unter das gestanzte Profil zur Unterstützung anlegen. Die Fig. 19 und 19a zeigen eine Einfachstanze mit einem solchen Tisch und die Fortbewegung des Führungswagens von Hand.

Für breite Bleche und mehrere Winkel werden Vielfachstanzen mit bis zu 20 Stempeln in einer Reihe genommen, die seitlich verschiebbar und ein- und ausschaltbar sind. Die Fortbewegung des Wagens erfordert sodann wegen der nie ganz geraden Ausrichtung der Walzprofile motorischen Antrieb bis zu 3 PS., der dann selbsttätig durch den Rückgang der Stanzstempel jedesmal eingerückt und durch den nächsten Sperrklotz jedesmal ausgeschaltet wird.

Der Bedarf an Arbeitern bei einer solchen selbsttätigen Teilungsvielfachstanze ist der folgende: Ein gelernter Arbeiter zum Setzen der Sperrklötze nach Zeichnung, zum Verstellen der Stanzstempel vor jeder neuen Lochquerreihe ebenfalls nach Werkzeichnung und zum Lochen selbst, ein Hilfsarbeiter an dem Einschubende und ein anderer Hilfsarbeiter am Führungswagen. Da das Einstellen der Klötze und das Verstellen der Stempel für einen Arbeitstag von zehn Stunden eine bis vier Arbeitsstunden je nach Schwierigkeit der Nietteilung und Länge der Stücke in Anspruch nehmen kann, lohnt die Arbeit mit dieser Maschine gegenüber Schablonenarbeit nur, wenn eine grosse Anzahl gleicher Stücke hintereinander zu lochen sind. Ein bestimmtes in „Engineering Record" bei der Beschreibung der *Ambridge - Werke* gegebenes, nach eigenen Ermittelungen etwas ausführlicher wiedergegebenes Beispiel möge das erläutern:

Ein Viertel der ganzen Arbeitszeit wird bei der bisherigen Vervollkommnung der beschriebenen Maschine etwa zur Einstellung für ein Paar gleichzeitig zu lochende Winkel gebraucht und daraus ergibt sich durch Kostenvergleich, dass erst bei 32 Paar Winkel ganz gleicher Nietteilung die selbsttätige Teilungsstanze gegenüber der Schablonenarbeit und der Einfachstanze Vorteile bietet. Allerdings arbeitet die Teilungsstanze auch genauer, da Wärmeausdehnungsunterschiede zwischen Schablone und Walzprofil, falsches Ankörnen durch schief gesetzten Körner und Verfehlen der Körnmarken mit dem Stanzstempel fortfallen. Es ist Verfasser mitgeteilt worden, dass bei Kopfplatten, Winkelpaaren und Stegblechen, deren Nietteilung geschickt eingerichtet ist, die Arbeitskosten für 100 Löcher unter 13 Pf. heruntergehen.

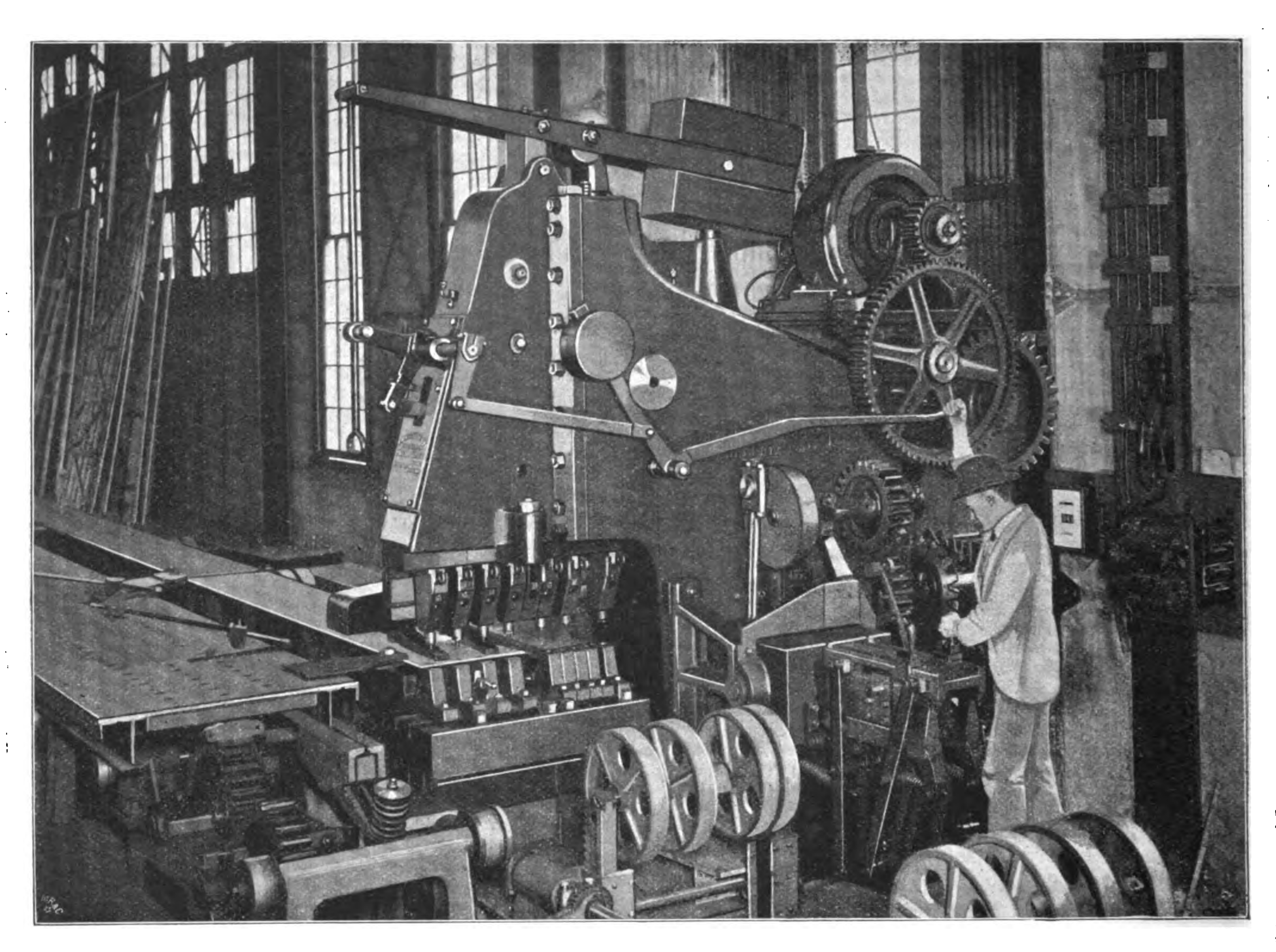


Fig. 20. Vielfachlochwerk mit selbsttätigem Teiltisch der Pencoyd Iron Works, Bauart W. Sellers & Co., Philadelphia.

Die dritte Art von Teilungstischen erfordert weder Schablonen, noch das Einsetzen von Sperrklötzen. Das Einstellen der Nietung in der Längsrichtung erfolgt bei ihnen ebenso wie die der Querteilung vor jedesmaligem Lochen von derselben Stelle aus und zwar durch zwei Hebel, von denen einer die Grobeinstellung auf Zoll, der andere die Feineinstellung auf $^1/_{16}$ Zoll besorgt. Diese Hebel regeln die Vorschubweite zwischen zwei Stanzbewegungen und erzeugen die Aenderung des Uebersetzungsverhältnisses beider Bewegungen gewöhnlich durch Kulissen (s. Fig. 20). Um permanente Unterstützung der zu lochenden Profile zu ermöglichen, befindet sich der Teiltisch neben der Stanze. Am Teiltisch werden die Profile seitlich festgeklemmt, die im übrigen auf den üblichen Rollentisch sich auflegend der Stanze zugeführt werden.

Diese Maschine ist die teuerste (12—15000 Dollar);

sie hat den Vorteil, an Einstellungszeit für ein einzelnes Stück zu sparen, dagegen scheint die Bearbeitung von lauter gleichen Stücken keinen oder nur höchstens den Vorteil zu bieten, dass der Vorarbeiter sich an die vorliegende Werkzeichnung gewöhnt. Die Aufmerksamkeit und Geschicklichkeit des Vorarbeiters ist hier jedenfalls in weit höherem Grade erforderlich als bei den vorherbesprochenen Ausführungsarten. Bemerkenswert ist, dass man in Pencoyd eine Maschine dieser dritten Art aufgestellt hat, während dieselbe Werkleitung in Ambridge zur zweiten Bauart übergegangen ist.

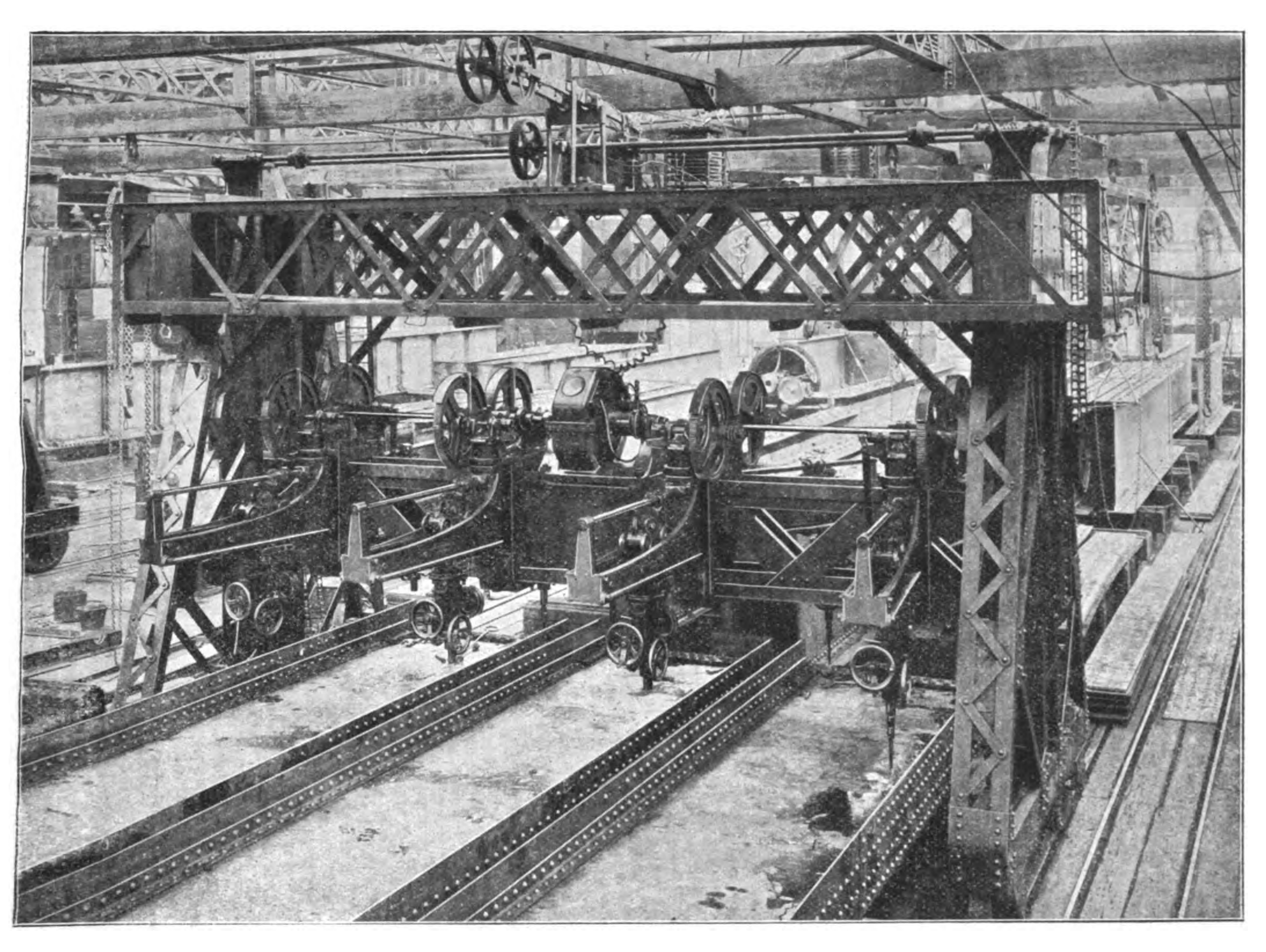


Fig. 21. Portallaufkran mit 8 Radialbohrern der Pencoyd Iron Works, Philadelphia.

Nachbohren.

Während die grossen Blech- und Trägerscheren am zweckmässigsten mit hydraulischem Antrieb arbeiten, werden die neueren Lochstanzen, Profilscheren und Bohrmaschinen mit Elektromotoren betrieben, deren Kraftübertragung entweder durch Zahnräder oder der elastischeren Kupplung wegen durch Riementrieb geschieht. Einzelne Typen werden bei der Beschreibung der einzelnen Werke noch gezeigt werden. Erwähnenswert ist hier der selbsttätige Nachschub der Radialbohrmaschinen durch Druckluft, wie er von *Reynders* bei der *Pennsylvania Steel Co.* angewandt ist.

Das Nachbohren der Löcher kann nach verschiedenen Methoden erfolgen. Für lange, schwere Stücke, wie fertige Blechträger, erweist es sich als vorteilhaft, bis zu acht Radialbohrer an einem Portalkran zu montieren, diesen über die nebeneinander flachgelegten Träger zu fahren und gleichzeitig soviel Löcher wie möglich nachzubohren. Die Bohrmaschinen erhalten gemeinsamen Antrieb durch einen Elektromotor. Eine genauere Beschreibung einer solchen Bohranlage wird bei der Besprechung des *Ambridge Werkes* gegeben werden. Fig. 21 zeigt die Bohranlage in Pencoyd.

Für leichter zu transportierende Stücke, wie Flanschwinkel mit Kopfplatten und Gurtstäbe, empfiehlt es sich, die Radialbohrer an einem festen Fachwerkgerüst zu gruppieren und die nachzureibenden Teile an dieses Gerüst heranzubringen.

In Pencoyd und Ambridge und bei der *Marshall Mc. Clintic Co.* hat man von beiden Systemen Gebrauch gemacht, während die Werke der *Pennsylvania Steel Co.*, *Lassig* und die *Cambria Steel Co.* das Gerüst für alle Zwecke anwenden.

Die dritte Methode besteht in der Anwendung pneumatischer transportabler Nachreiber. Diese sparen Raum und Transportkosten und sind besonders für unbequem liegende Löcher sehr von Nutzen, arbeiten dagegen etwas langsamer und weniger genau, da ihre Achse nicht festliegt.

Im Interesse der Abnehmer liegt mehr die Anwendung der festen Maschinen. Keinenfalls werden Nachreiber mit gelenkigen Bohrern zugelassen, da mit ihnen der Zweck, ein zylindrisches, rechtwinklig zur Blechebene liegendes Loch zu erzeugen, nicht erreicht, sondern nur dem liederlichen Sitzen der Niete Vorschub geleistet wird. Die transportablen amerikanischen Druckluftwerkzeuge sind von *P. Möller*[16]) kürzlich so ausführlich beschrieben wor-

[16]) *P. Möller*, Bericht über eine Studienreise in den Vereinigten Staaten von Amerika. Springer. 1904.

den und sind auch hier schon so verbreitet, dass es sich wohl erübrigt, denselben einen grossen Raum zu widmen.

Abarbeitung.

Vor dem Zusammenschrauben und Nieten müssen gewisse Abarbeitungen vorgenommen werden. Insbesondere wird auf das Einpassen der Versteifungswinkel in die Flanschwinkel von Blechträgern viel Wert gelegt, einesteils um den breiten Flanschwinkeln und Kopfplatten Halt zu geben, andernteils um den Druck von Schwellen, die unmittelbar auf den Gurten liegen, auf das Stegblech sicher zu übertragen. Es sind dazu mehrere Arten von Maschinen im Gebrauch, da die Feile für diesen Zweck ihrer Langsamkeit wegen ausser Betracht gekommen ist. Man erfüllt die von den Abnahmebeamten streng beobachtete Forderung auf einigen Werken durch Schleifräder, auf anderen durch Fräser, die der verlangten Form eines Winkelpaares angepasst sind. Auch durch Hobeln oder Stossen mit besonders geformten Messern lässt sich der Zweck gut erreichen.

Auch die Blechkantenhobelmaschine kommt für gescherte Blechkanten mit dem Strengerwerden der Brückenvorschriften immer mehr in Frage. Allerdings wendet man so viel wie möglich Universalwalzbleche an, die genügend genau auf Breite gewalzte Kanten haben, so dass das Hobeln von Blechkanten meistens nur bei den wichtigen Knotenblechen der grossen Träger nötig wird und dann auf Maschinen ausgeführt wird, die den hier üblichen durchaus gleichen.

Ein Hobeln nach dem Nieten sieht man gar nicht, da weder Kopfplatten von Gurtstäben oder Blechträgern, noch das etwa über die Flanschwinkel herausstehende Stegblech von Blechträgern abgehobelt werden. Erstere sind Universaleisen (mit gewalzten Kanten) und letztere werden, wie schon bei der Materialbestellung erwähnt, 6 mm niedriger bestellt, so dass sie sicher über Winkelrücken nicht heraussehen.

Sehr grosser Wert wird dagegen gelegt auf das genaue Aufeinanderpassen der Endflächen von Druckstäben und Säulen, auf die genaue Ablängung von genieteten Bolzengelenkstäben und Flacheisenaugenstäben zwischen Endflächen sowohl, als auch zwischen den Mittelpunkten der Bolzenlöcher, auf unbedingte Deckung der Nietlöcher zwischen Längs- und Querträger und zwischen Querträger und Vertikalen, auf sorgfältige Ausrichtung, Ebenheit, Parallelismus und Zentrierung von Drehtischflächen, Rollen und Zapfen für bewegliche Brücken.

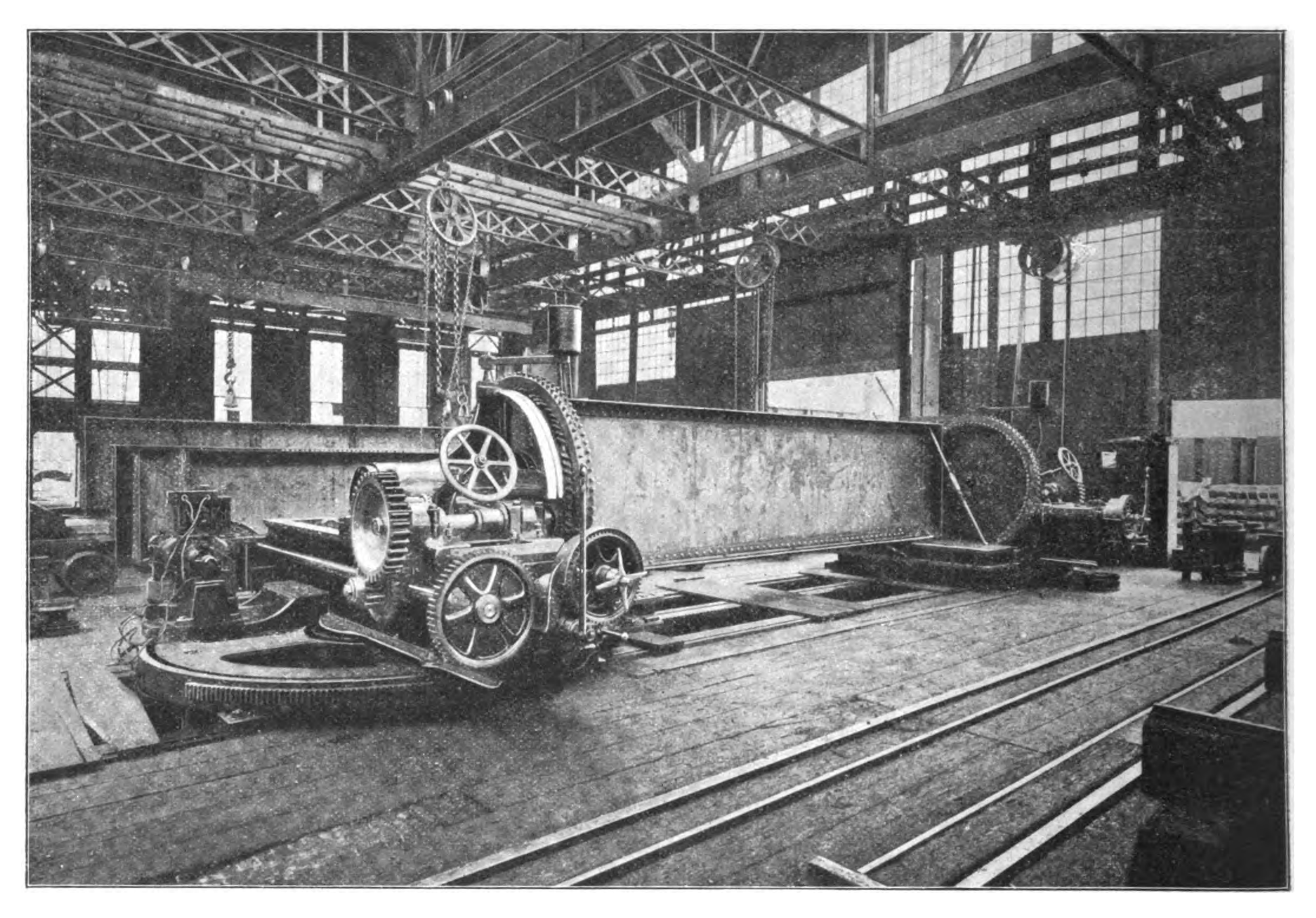


Fig. 22. Fräser mit eingesetzten Messerköpfen der Pencoyd Iron Works, Philadelphia.

Die Endflächen von Druckgurtstäben, Säulen- und Querträgern werden überall mit Hilfe von grossen Fräsern mit eingesetzten Messerköpfen, die auch schief zur Längsrichtung des Lagertisches arbeiten können, hergerichtet. Kommt es auf beide Endflächen an, so werden diese gleichzeitig gefräst und zu diesem Zwecke können die Frässcheiben mit Hilfe des graduierten Lagertisches genau auf Abstand eingestellt werden (s. Fig. 22). Allerdings ist eine sorgfältige Behandlung und Einsetzung der Messerköpfe sowie ein genügend kleiner Vorschub nötig, um gute Arbeit, ohne Schrupprinnen zu erzielen.

Bei Flacheisen- oder genieteten Augenstäben wird ein grösster Spielraum im Lochkreis von 0,5 mm und für Löcher kleiner als 120 mm Durchm. eine Genauigkeit der Ablängung von 0,4 mm auf jede 7,5 m, für grössere Löcher eine Genauigkeit von 0,8 mm auf jede 7,5 m verlangt.

Geniete Augenstäbe werden am zweckmässigsten mit Horizontalbohrmaschinen gebohrt (zwei Messerköpfe, die auf einer Spindel sitzen). Auch diese Horizontalbohrmaschinen sind auf genauen Abstand der Spindel- und damit Lochmitten voneinander auf dem mit Masstab versehenen Tisch einstellbar. Da die Gelenkbleche der genieteten Augenstäbe gewöhnlich nicht genügende seitliche Steifigkeit im unmontierten Zustand besitzen, werden sie gegeneinander durch Klötze abgesteift und dann in einem Arbeitsgang ausgebohrt (s. Fig. 23).

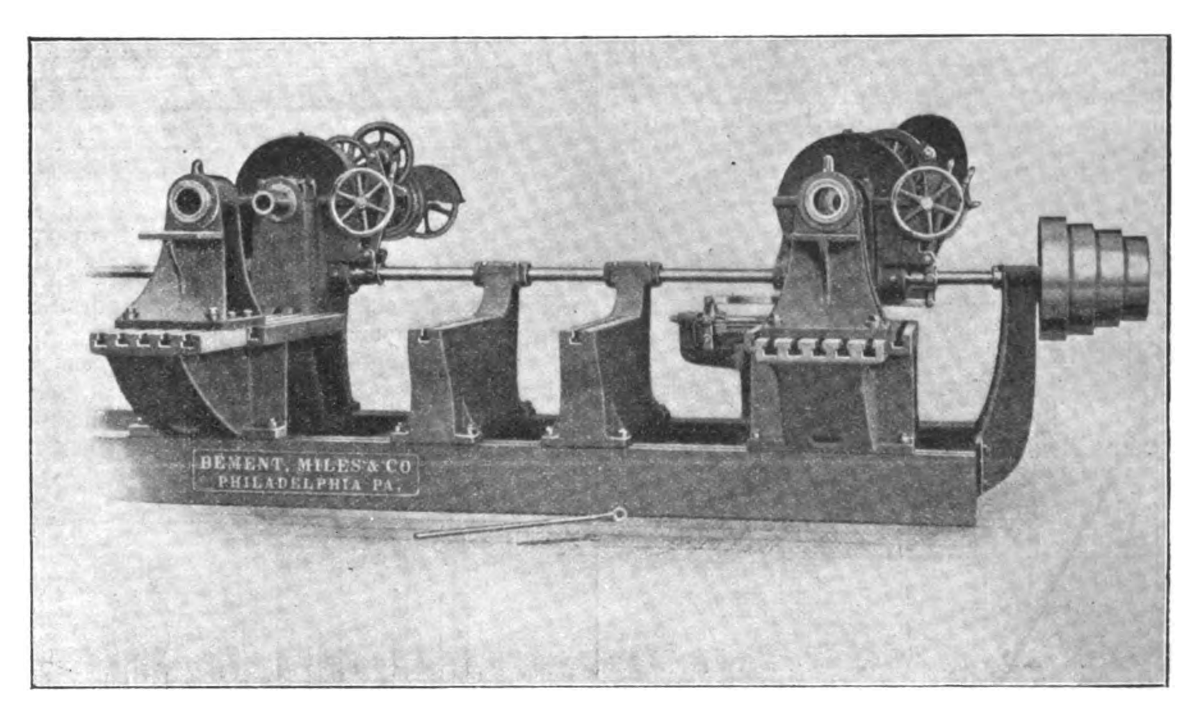


Fig. 23. Doppelte Horizontal-Gurtstabbohrmaschine.

Das Decken der Nieten an den für die Lebensdauer der Brücke besonders wichtigen Anschlusstellen zwischen Längs-, Quer- und Hauptträger wird erzielt durch Benutzung von gusseisernen Schablonen beim Nachbohren der Nietlöcher. Auf der Photographie des Portalkrans mit elektrisch betriebenen Radialbohrern der *Pencoyd Iron Works* (Fig. 21) sieht man an den Enden der in Arbeit befindlichen Blechträger solche gusseisernen Schablonen angeschraubt.

Für das Einpassen der Drehtische von Drehscheiben und Drehbrücken findet man vielfach, z. B. bei *Lassig*, Chicago, kreisförmige Eisenroste. Der Drehzapfen wird dann in der Mitte montiert und auf ihm die Rollbahn für die Walzentrommel. An dem Tragrost sind Fräsmesser mit Vorschubübersetzung befestigt und durch Rotation des Drehbrückenteils wird eine genaue Rollfläche erzeugt.

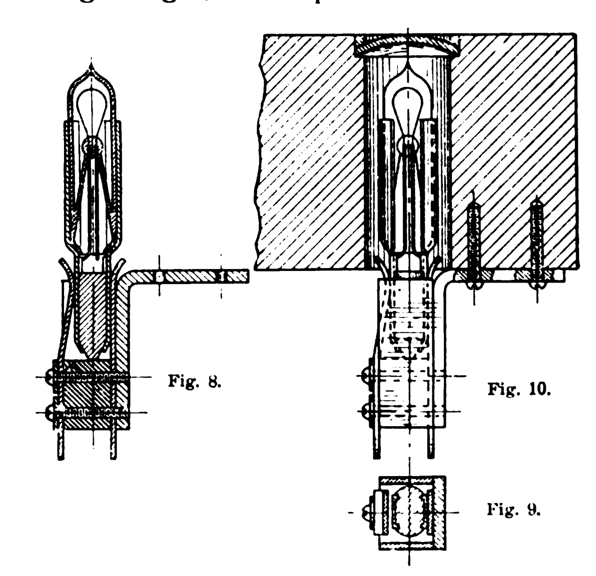
(Fortsetzung folgt.)

Telephon-Glühlampen.

(Schluss von S. 715 d. Bd.)

Eine der vorbesprochenen ähnliche Konstruktion ist aus Fig. 8 bis 10 zu ersehen (amerikanische Patentschrift 690 928). Bei derselben sind der Fuss und die Befestigung der Kontaktstreifen an dem Sockel aus Isoliermaterial etwas anderes ausgeführt. Der Sockel ragt mit seinem spitzen Ende in eine Vertiefung der Unterstützungsfläche, wodurch eine Sicherung der Lampe in ihrer Lage erreicht wird. Eine Drehung der Lampe um ihre Längsachse wird vermieden durch Abflachung des Sockels an den Stellen, an denen die Kontaktfedern anliegen, bei der Lampe, Fig. 11 und 12, (amerikanische Patentschrift 667462) durch Lücken der Kontaktstreifen c an ihrem oberen Ende, in welche die Klinkenfedern eingreifen. Man verfährt auch so, dass man die Kontaktstreifen mit Längsrippen oder dergleichen versieht, zwischen welche die Federn zu liegen kommen.

In der Regel wird die Lampe ganz im Holzkörper des Schaltbrettes untergebracht und zwar zu etwa zehn bis zwanzig Stück in einem Streifen (Fig. 10 und 13). Die Ausführung muss so erfolgen, dass das Licht der einen Lampe nicht in den Raum der Nachbarlampen eindringt und diese erleuchtet. Man hat zu diesem Zweck auch vorgeschlagen, die Lampen in eine besondere Hülle



aus Isoliermaterial zu stecken, welche vorn durch eine in

92*

einer aufgeschlitzten Blechhülse angeordnete Glasscheibe oder Linse abgeschlossen ist, Fig. 14 bis 17, (amerikanische Patentschrift 730 287). Durch die Schlitze am entgegengesetzten Ende der Hülse ragen die Kontaktfedern hindurch. Diese Anordnung der Kontaktfedern hintereinander erfordert mehr Raum als die mit nebeneinander liegenden Federn (Fig. 10 und 13).

Fig. 11. Fig. 12. Fig. 13.

Von dem Grundgedanken, eine besondere Linse zu vermeiden, geht die in Fig. 18 und 19 abgebildete Lampe aus (amerikanische Patentschrift 703 791). Das über das Schaltbrett hinausragende Lampenende ist zu diesem Zwecke farbig gehalten und stärker ausgebildet, so dass es gleichzeichtig als Linse wirkt.

Es sei ferner auf die österreichische Patentschrift 16 212 verwiesen (Fig. 20), in der eine Lampe mit Sockel beschrieben ist. Zur Sicherung der Lampe in ihrer Lage

Fig. 15.

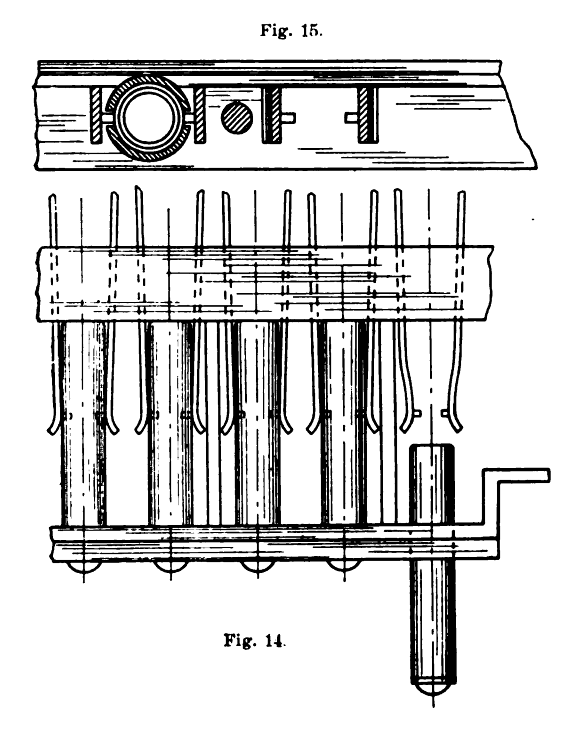


Fig. 14.

dient eine seitlich unten an der Lampe angebrachte Spitze d, die in eine entsprechende Aussparung des Zapfens a der Fassung eingreift, während vorteilhafterweise gleichzeitig ein zentrales Stäbchen c des Zapfens der Fassung in eine Vertiefung der Lampe hineinragt.

Die einfachste sehr beliebte Form ist in Fig. 21 dargestellt. Sie enthält keinen besonderen Fuss. Die Stromzuführungen sind seitlich direkt durch die Wandung der Lampenröhre hindurchgeführt und an den Kontaktstreifen angelötet. Das untere Ende der Röhre ist nach dem Evakuieren so zugeschmolzen, dass eine Spitze entsteht,

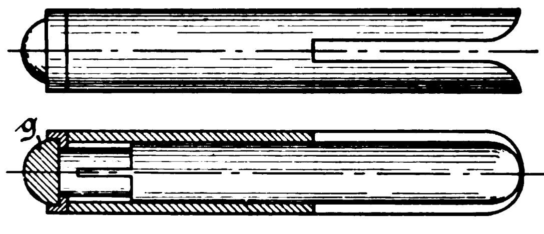


Fig. 16.

welche in eine entsprechende Vertiefung des Schaltbrettes eingreift und dadurch die Lampe feststellt.

Um das Anrufen des Amtes auch dann zu ermöglichen, wenn die Anruflampe beschädigt ist, schaltete man zum Leuchtfaden Widerstände parallel, welche den Strom zu einem mehreren Lampen gemeinsamen Kontrollrelais

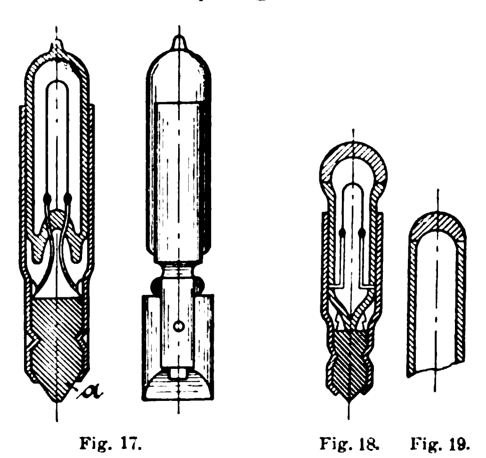


Fig. 17. Fig. 18. Fig. 19.

leiteten. Beim Eingehen eines Anrufes wurde durch das Kontrollrelais bewirkt, dass die Kontrollampe aufleuchtete. Der Nachteil dieser Einrichtung, dass bei Anruf zweier Seiten das Versagen einer Lampe nicht sofort erkannt werden kann und dass die Lampe, welche schadhaft ist, erst durch Probieren herausgefunden werden muss, fällt

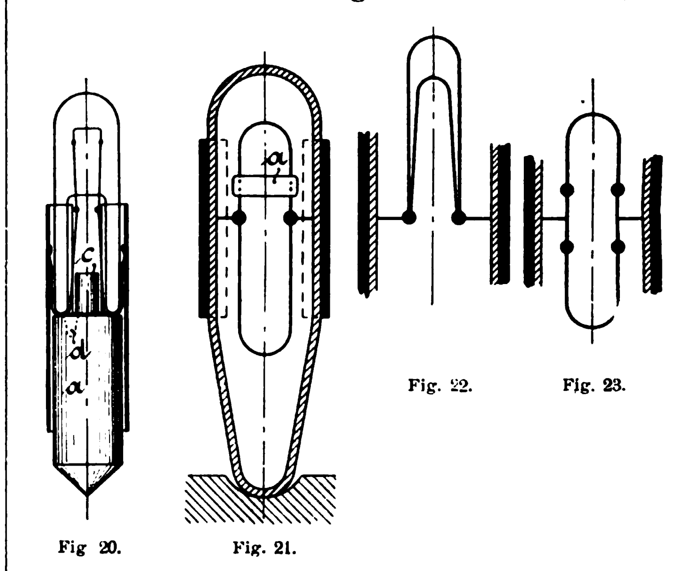


Fig 20. Fig. 21. Fig. 22. Fig. 23.

fort, wenn man zwei Glühfäden wie in Fig. 21 bis 23 parallel schaltet, von denen der eine bei gleicher Spannung des Fadens nur in Rotglut gerät, während der andere weiss glüht. Beim Durchbrennen des letzteren leuchtet der andere dunkel weiter und gibt durch das dunklere

Leuchten gleich den Ort der Störung an. Zu diesem Zweck besitzt der dunkel glühende Faden stärkere Abmessungen (D. R. P. 135 627 *Mix & Genest*), oder man gibt beiden Fäden dieselben Abmessungen und umgibt den einen mit Stoffen, die das Licht dämpfen (D. R. P. 156 202 *Mix & Genest*). Die Stromzuführungen sind zur

Fig. 24.

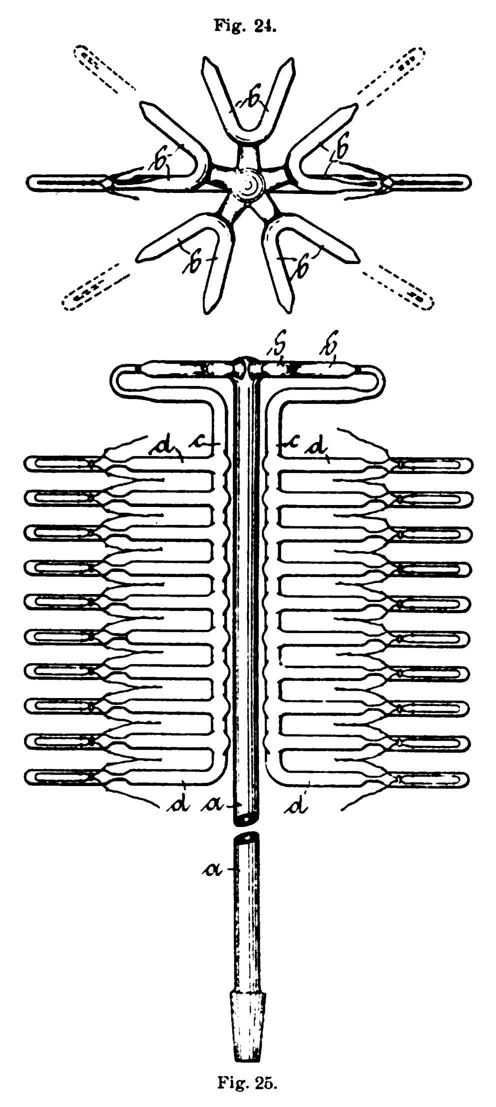


Fig. 25.

Erzielung einer grösseren Stabilität durch einen Glaskörper *a* verbunden.

Beide Glühfäden lässt man dann vorteilhafterweise von derselben Stelle der Stromzuführungen ausgehen (Fig. 21 und 22). Nicht so vorteilhaft ist die in Fig. 23 dargestellte Verbindung, bei der jeder Glühfaden besondere Verbindungsstellen mit der Stromzuführung hat. Beim Evakuieren, das in bekannter Weise erfolgt, während die Glühfäden unter Strom gesetzt sind, leuchten in letzterem Falle nur die Verbindungsstellen des einen helleuchtenden Glühfadens hell, die anderen dagegen dunkel, so dass die in letzterer eingeschlossenen Gase nicht völlig ausgetrieben werden können.

Das Evakuieren derartiger Miniaturlämpchen erfolgt entweder einzeln oder gleichzeitig zu mehreren, indem dieselben an eine gemeinsame Leitung angeschlossen werden, die mit der Luftpumpe in Verbindung steht. Durch Anordnung der Lämpchen in der aus den Fig. 24 bis 27 (amerikanische Patentschrift 759 650) ersichtlichen Weise können auf einmal 100 und mehr Lämpchen eva-

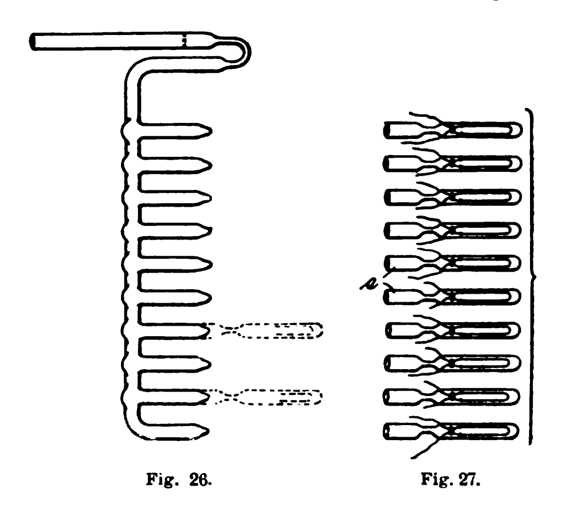


Fig. 26. Fig. 27.

kuiert und damit die Herstellungskosten wesentlich herabgesetzt werden. Wie aus Fig. 24 und 25 hervorgeht, besitzt das Hauptevakuierungsrohr *a* an seinem oberen Ende senkrecht zu seiner Achse verlaufende radiale Abzweigungen *b*. An diese werden unter Vermittlung von Rohren *c* mit Anschlüssen *d* die einzelnen Lämpchen angeschmolzen. Fig. 26 zeigt eines der letztgenannten Rohre vor der Anschmelzung der Lämpchen, Fig. 27 die Lämpchen selbst, welche in bekannter Weise ein Ansatzrohr *e* besitzen.

Nach Beendigung der Entlüftung wird jedes einzelne der Rohre *c* mit seinen Lämpchen abgeschmolzen. Das Abschmelzen der einzelnen Lämpchen kann nun an jeder Werkbank auch durch mindergeübte Arbeitskräfte erfolgen. Die beschriebene Einrichtung bedeutet eine wesentliche Vereinfachung des ursprünglichen Entlüftungsverfahrens und gestattet gleichzeitig eine Verminderung der Kosten und die Verwendung billiger Arbeitskräfte.

Kleinere Mitteilungen.

Ein Spannungsregulator aus Kohle- und Tantal-Glühlampen.

In No. 1 des „Electrical World and Engineer" vom 1. Juli 1905 berichten *A. E. Kenelly* und *S. E. Whiting* über eine neue Art von Spannungsregulator, zu dem sie durch ihre vergleichenden Untersuchungen von Kohle- und Tantal-Glühlampen gekommen sind.

Bekanntlich zeigen die beiden Arten von Glühlampen in bezug auf den Widerstand ein ganz verschiedenes Verhalten. So hat z. B. eine 16 kerzige Kohle-Glühlampe für 120 Volt im kalten Zustande einen Widerstand von 600 Ohm, bei normalem Strom dagegen nur mehr einen Widerstand von etwa 300 Ohm. Dagegen hat eine normale 25 kerzige Tantallampe für 110 Volt im kalten Zustande nur 50 Ohm, beim normalen Brennen etwa 300 Ohm (vergl. D. p. J. S. 251 d. Bd.) Beide ändern ihren Widerstand am stärksten bei geringer Strombelastung, während beim normalen Betriebe die Kurve nahezu wagerecht verläuft, und schon bei halber Belastung beinahe der Endwert erreicht ist.

In Fig. 1 ist *A B C D* eine *Wheatstone*sche Brückenschaltung, die bei *A* und *C* an zwei Stromleitungen *M M* angeschlossen ist. In zwei Zweigen *A B* und *A D* sind zwei gleiche Widerstände *r r*, in den Zweig *B C* sind einige Kohlelampen in Serie, in den Zweig *D C* einige Tantallampen in Serie eingeschaltet, und in der Diagonale *B D* befindet sich ein polarisiertes Relais *R*. Beträgt die Linienspannung $e = 120$ Volt zwischen *M M* normal, so werden alle Lampen nur mit einer ganz geringen Spannung betrieben und ändern demnach ihren Widerstand bei der ge-

ringsten Spannungsänderung in der Leitung ganz beträchtlich. Infolge des ungleichmässigen Verhaltens der beiden Zweige BC und DC wird das Gleichgewicht der Brücke gestört und das Relais zum Ausschlag gebracht. Die Zunge des Relais wird bei b oder c einen Kontakt schliessen, und ein sekundärer Strom kann nun in bekannter Weise für die Regulierung der Spannung benutzt werden.

Die Brückenanordnung kann für verschiedene Zwecke geändert werden; so erhält man eine weniger empfindliche Schaltung, wenn man einen der Lampenzweige durch einen konstanten

Fig. 1. Wheatstonesche Brücke zur Regulierung der Spannung.

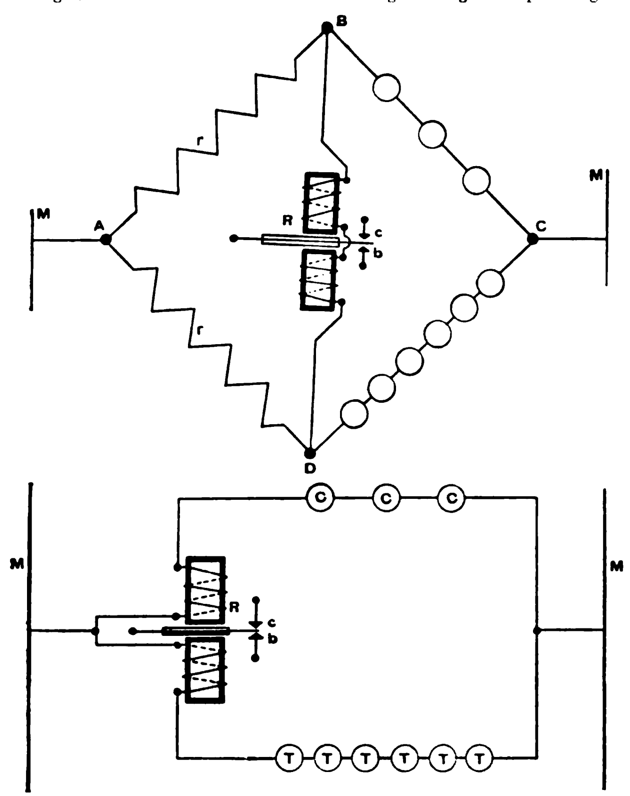


Fig. 2. Differentialschaltung zur Regulierung der Spannung.

Drahtwiderstand ersetzt, und man erhält eine noch empfindlichere Schaltung, wenn man in alle vier Zweige Lampen einschaltet, z. B. in AD und BC Kohlelampen und in AB und DC Tantallampen.

Endlich kann man auch ein Differentialrelais R mit einer Schaltung nach Fig. 2 verwenden, in dessen Stromzweige auf der einen Seite Kohlelampen C, auf der anderen Seite Tantallampen T eingeschaltet sind; beide Zweige sind so abgeglichen, dass sie bei der normalen Spannung gleichen Strom führen.

Steigt nun die Spannung in der Leitung, so wird der Widerstand der Kohlelampen kleiner, der der Tantallampen grösser, dementsprechend wird der Strom im Kohlelampenkreis grösser, der im Tantallampenkreis kleiner, und das Relais wird einen entsprechenden Ausschlag geben. Auch hier wird dadurch ein Hilfsstrom geschlossen, der die entsprechende Regulierung vorzunehmen hat.

Um zu zeigen, wie empfindlich diese Anordnung ist, möge folgendes Beispiel betrachtet werden.

Der Widerstand jedes der Relaiszweige war 423 Ohm bei einer bestimmten Temperatur. Auf der einen Seite waren 3—16 kerzige Kohlelampen zu 120 Volt, auf der anderen Seite 6—25 kerzige Tantallampen zu 110 Volt. Der Strom auf jeder Seite betrug 0,084 Ampere bei 120,4 Volt in der Leitung. Der Spannungsabfall im Relais war 35 Volt, so dass die Spannung an jeder Kohlelampe 28,3, an jeder Tantallampe 14,15 Volt betrug; dabei war der Widerstand einer Kohlelampe 336 Ohm, der Widerstand einer Tantallampe 168 Ohm. War das Relais gut justiert, so schlug es bei einer Spannungssteigerung von 0,6 Volt (von 120,4 auf 121 Volt) bereits aus und veranlasste eine Regulierung. Man erhielt also eine Regulierung von 0,5 v. H. Genauigkeit. Allerdings erfolgte die Regulierung erst etwa nach einer Sekunde, da der Widerstand der Lampen sich nicht momentan ändert. Mit eigens gebauten Apparaten würde man leicht noch eine grössere Genauigkeit erreichen können.

Im nachstehenden soll noch kurz eine Theorie dieses letzteren Apparates gegeben werden.

e ist die Spannung zwischen den beiden Leitungen MM,
r der Widerstand jeder Relaisspule,
r_c der gesamte Widerstand der Kohlelampen bei Gleichgewicht,
r_t der gesamte Widerstand der Tantallampen bei Gleichgewicht,
i_c der Strom in den Kohlelampen,
i_t der Strom in den Tantallampen, bei Gleichgewicht $i_c = i_t = i$,
R der Widerstand in jedem Zweige, also bei Gleichgewicht $R = r + r_c = r + r_t$.

Demnach ist

$$e = iR = i_c\,.\,(r + r_c) = i_t\,.\,(r + r_t).$$

Bei gestörtem Gleichgewicht ist

$$i_c - i_t = di.$$

$$\left(\frac{\frac{di}{i}}{\frac{de}{e}}\right) = \frac{1}{1 + a i\,.\left(\frac{d r_c}{\frac{d i_c}{r_t}}\right)} - \frac{1}{1 + a i \left(\frac{d r_t}{\frac{d i_t}{r_t}}\right)} \quad . \; . \; . \; . \quad 1)$$

wobei

$$a = \frac{r_c}{R} = \frac{r_t}{R}$$

Der Ausdruck $\frac{\frac{di}{i}}{\frac{de}{e}}$ ist das Verhältnis zwischen dem Differenzstrom und der den Differenzstrom hervorrufenden Spannung, beide Grössen als Verhältniszahlen der normalen Grössen ausgedrückt und kann als Mass der Empfindlichkeit gelten.

Für die oben angegebenen Grössen ($r = 423$ Ohm, $R = 1431$ Ohm, $r_c = r_t = 1008$ Ohm, $i = 0{,}084$ Ampere, $e = 120{,}4$ Volt, $de = 0{,}6$ Volt, $a = 0{,}704$, $\frac{de}{e} = 0{,}005$) war die Empfindlichkeit

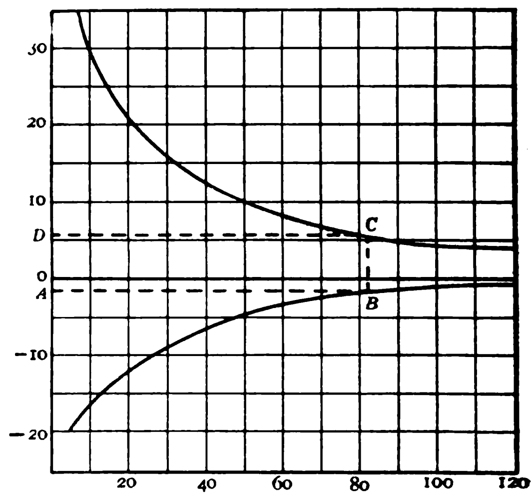


Fig. 3. Milliampere in jedem Zweige.

0,38, so dass also der Differenzstrom $di = 0{,}00016$ Ampere $= 0{,}16$ Milliampere. Die direkt gemessene Empfindlichkeit betrug in Uebereinstimmung damit weniger als 0,2 Milliampere.

In erster Annäherung kann man die Gleichung 1) auch schreiben:

$$\left(\frac{\frac{di}{i}}{\frac{de}{e}}\right) = a i\,.\left\{\left(\frac{d r_t}{\frac{d i_t}{r_t}}\right) - \left(\frac{d r_c}{\frac{d i_c}{r_c}}\right)\right\} = a\,.\,i\,.\,(F - G) \quad . \; . \quad 2)$$

In dieser Gleichung ist F bezw. G die proportionale Aenderung im Widerstand des Tantals (bezw. der Kohle) für ein Ampere Stromzuwachs. Fig. 3 gibt die durch den Versuch bestimmten Werte für die verwendeten Lampen, und zwar die obere Linie für die Tantal-, die untere Linie für die Kohlelampen, daraus ergibt sich bei 0,084 Ampere der Wert des Verhältnisses von 6 für Tantal und — 1,8 für Kohle. Die Länge der Linie CB ist der Wert der Klammer $\{\ldots\}$ in Formel 2) und der Inhalt des Rechteckes $ABCD$ gibt den Wert von $i \cdot \{\ldots\}$.

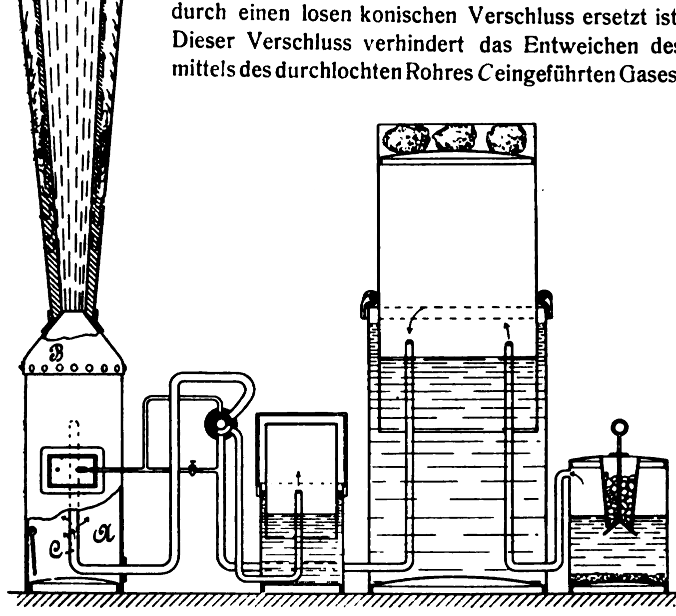
Innerhalb der Grenzen von 25—100 Milliampere ist die Grösse dieses Rechteckes nahezu gleichbleibend, so dass also die Empfindlichkeit innerhalb dieser Grenzen sich kaum ändert.

Es erscheint möglich, dass Eisenwiderstände, wie sie für die *Nernst*-Lampen Verwendung finden, bei Rotglut sich gegen Stromschwankungen noch empfindlicher zeigen als Tantal, so dass man so einen noch empfindlicheren Regulator erhalten könnte.

Azetylenkanonen für Gewitterschiessen.

In der „Révue Industrielle" finden sich Mitteilungen über die eigenartige Verwendung des Azetylengases als Antriebsmittel für Geschütze, die zum sogen. Gewitterschiessen dienen. Diese Verwendung gründet sich auf die hohe Explosionsfähigkeit des Azetylenluftgemischs, selbst bei sehr schwankender Zusammensetzung nämlich bei einem Gehalt von 2—65 v. H.

Die erforderlichen Geschütze bestehen aus dem Zylinder A (Fig. 1) aus Stahlblech, welcher oben die Haube B trägt, deren abgeschnittener Deckel durch einen losen konischen Verschluss ersetzt ist. Dieser Verschluss verhindert das Entweichen des mittels des durchlochten Rohres C eingeführten Gases.



Die Luftzuführung für die Bildung der explosiven Mischung geschieht in sehr einfacher Weise dadurch, dass in dem unteren Teile der Geschützkammer sich eine Klappe befindet, die an wagerechten Scharnieren befestigt ist und gewöhnlich halb offen steht. Im Augenblicke der Explosion wird sie heftig gegen ihr Lager geworfen und öffnet sich erst wieder, wenn das verbrannte Gas aus dem oberen Teile des Geschützes injektorartig entweicht, wodurch zugleich frische Luft in die Geschützkammer nachgesogen wird. Die Zuführung des nötigen Azetylens geschieht mit Hilfe der in Fig. 1 ersichtlichen Entwicklungs- und Verteilungsapparate. — Diese Art der Geschütze, die von Hand bedient werden, wurde zuerst von der Firma *Maggiora Graziani* auf dem Versuchsfelde von Costa-Ogliano mit grossem Erfolge gegen eine Reihe schwerer Unwetter verwandt.

Ausser dieser Konstruktion ist eine andere gebräuchlich, die nur insofern Aenderungen zeigt, als sie für selbsttätigen Betrieb mit Hilfe des elektrischen Stromes bestimmt ist.

Dr. *Hgr.*

Feldregulierung von Zusatzmaschinen.

In No. 25 des „Electrical World and Engineer" vom 24. Juni 1905 berichtet *C. P. Nachod* über eine Feldregulierung von Zusatzmaschinen, die verschiedene Verwendung finden kann und daher hier auszugsweise mitgeteilt werden soll.

Bei Zusatzmaschinen und Boostern muss die Spannung von 0 bis zum höchsten Wert veränderlich sein, und daher auch der Strom im Nebenschlussfelde. Bei der allgemein gebräuchlichen Feldregulierung mit Hilfe eines vorgeschalteten Regulierwiderstandes (vergl. das Schaltungsschema Fig. 1) lässt sich aber, wenigstens auf rationelle Weise, der Strom nur bis zu einem gewissen minimalen Betrage verändern. Angenommen, für die Nebenschlusserregung steht eine konstante Spannung von etwa 120 Volt zur Verfügung, das Feld selbst habe $F = 40$ Ohm Widerstand und der Nebenschlussregulator besitze 200 Ohm Widerstand und 100 Kontaktstufen, so lässt sich der Nebenschlusstrom J von einem maximalen Werte $J_{max} = \frac{120}{40} = 3$ Ampere nur bis zu einem minimalen Werte $J_{min} = \frac{120}{40 + 200} = 0{,}5$ Ampere verkleinern. Im allgemeinen wird der Strom mit der Veränderung des Widerstandes konstant abnehmen sollen; es lässt sich aus dieser Bedingung der Widerstand R bei den einzelnen Stufen berechnen $R = \left(\frac{120}{J} - 40\right)$ Ohm. In Fig. 2 sind für die verschiedenen Kontaktstufen Strom und Widerstand aufgetragen.

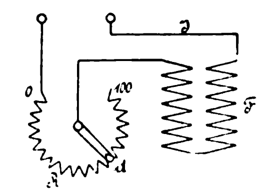


Fig. 1.

Die dritte Kurve gibt die im Widerstand verlorene Energie $Q = J^2 \cdot w$ an.

Wie man sieht, kann eine solche Art der Regulierung die oben genannte Bedingung für Zusatzmaschinen nicht erfüllen. Um eine solche Regulierung zu erreichen, muss man an dem Widerstand noch eine weitere Stromzuführungsklemme anbringen, so dass man ihn in der Schaltung der Fig. 3 anwenden kann. Wie man nun erkennt, ist der Widerstand an die Spannung e angelegt, das Feld aber ist an den Anfang des Widerstandes und an die Kurbel und somit an eine von 0 bis 120 Volt veränderliche Spannung angelegt. Da am Widerstand die Spannung von 0 bis 120 Volt anwächst, so kann man dadurch dem Feld tatsächlich einen von Null bis zum Maximalwert von 3 Ampere anwachsenden Strom zuführen. Der Widerstand wird etwas stärker belastet, denn der für die ersten Spulen in Betracht kommende Strom ist nicht wie vorher 3 Ampere, sondern 3,6 Ampere. Der Gesamtwiderstand im Stromkreis setzt sich zusammen aus dem von dem ganzen Strom J_3 durchflossenen Teil R' des Widerstandes und einem aus dem Feldwiderstand F und dem Restwiderstand

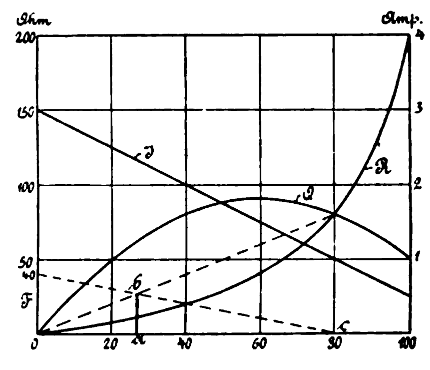


Fig. 2. Kontaktstufe am Widerstand.

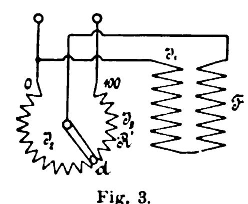


Fig. 3.

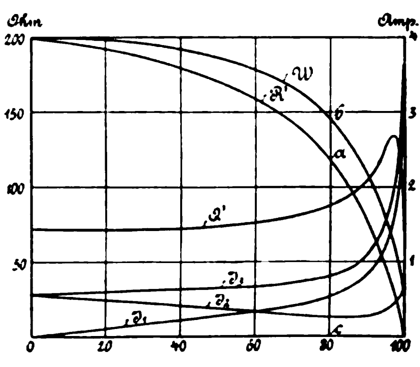
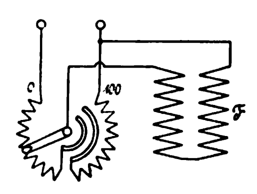


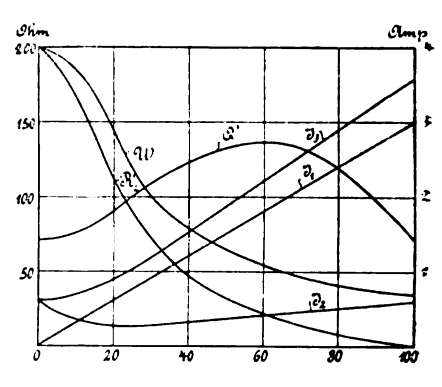
Fig. 4. Kontaktstufe am Widerstand.

200 — R' zusammengesetzten Widerstand. Die Grösse des letzteren Kombinationswiderstandes für irgend eine Stufe C findet sich nach Fig. 2 zu $a\,b$. Die einzelnen Grössen sind nun in Fig. 4 wieder als Kurven aufgetragen, und zwar: R' ist der von dem Gesamtstrom J_3 durchflossene Teil des Widerstandes (aus Fig 2 entnommen) zu $R' = 200 - R$, W ist der Gesamtwiderstand des Stromkreises $W = R' + \frac{R \cdot F}{R + F} = R' + a\,b$; J_3 ist der Gesamtstrom $J_3 = \frac{120}{W}$; J_1 ist der Strom im Feld $J_1 = \frac{120 - J_3 R'}{40}$; J_2 ist der Strom in dem dem Feld parallel geschalteten Teil des Widerstandes $J_2 = J_3 - J_1$. Die im Widerstand verlorene Energie berechnet sich aus zwei Teilen zu $Q' = J_3^2 \cdot R' + J_2^2 \cdot R$.

Unter Benutzung des vorher als Serienwiderstand berechneten Widerstandes erhält man zwar einen von 0 bis zum Maximalwert anwachsenden Strom, aber die Regulierung ist namentlich bei den grösseren Werten sehr sprunghaft. Man müsste daher entweder einen eigenartig gebauten Widerstand benutzen nach Fig. 5, der zum Teil als Serienwiderstand für die grossen Stromwerte und zum Teil als parallel geschalteter Widerstand, um Stromwerte bis zu Null abnehmend zu erhalten, benutzt wird, oder einen zweiten kleinen Hilfswiderstand von etwa 10 Ohm in den Feldkreis einschalten.


Fig. 5.

Ein anderer, viel näher liegender Ausweg ist merkwürdigerweise vom Verfasser nicht angegeben worden, und das ist, den Widerstand für eine regelmässige Stromregulierung umzurechnen. Unter Benutzung der obigen Zahlenwerte ist der Widerstand in Fig. 6 so berechnet, dass der Strom von 0 bis 3 Ampere konstant zunimmt. Man benutzt die Gleichungen $J_3 = J_1 + J_2$; $R_3 = 200 - R_2$ (wobei R_3 der vom Hauptstrom J_3 durchflossene, R_2 der vom Strom J_2 durchflossene, dem Feld F parallel geschaltete Teil des Widerstandes ist), und $J_1 F = J_2 R_2 = e_1 = 120 - e_3 = 120 - J_3 R_3$. Daraus berechnet sich z. B. der Strom J_2 aus folgender quadratischen Gleichung $J_2^2 + J_2 \cdot (J_1 - 0{,}6) = 0{,}2\,J_1^2$. Für jeden angenommenen Strom J_1 ergibt sich hieraus *ein* brauchbarer Wert von J_2 und damit die übrigen Grössen, die in der Fig. 6 aufgetragen sind. Die im Widerstand verlorene Energie Q wird dabei etwas grösser.


Fig. 6. Kontaktstufe am Widerstand.

Bücherschau.

Schaltungsbuch für Schwachstromanlagen. Von *Max Lindner*. Leipzig, 1905. Hackmeister & Thal. Fünfte Auflage.

Das etwa 230 Seiten starke Buch enthält 179 grundlegende Schaltungsskizzen für die wichtigsten in der Praxis des kleinen Unternehmers vorkommenden Schwachstromanlagen. Es sind dies Haustelegraphen- und mannigfaltige elektrische Wecker- und Signalanlagen, Fernsprechanlagen mit Anschluss an bestehende Telephonämter, Linienwählerapparate u. dgl. m, ferner Wasserstands-, Melde- und Sicherheitsanlagen, Wächter- und Temperaturkontrollanlagen, elektrische Uhren, Feuermelder und zuletzt Anlagen für zeitweise Batteriebeleuchtung. Die Anordnung der Fernsprechämter und Telegraphenanlagen ist als zum Plan des Buches nicht gehörend, nicht aufgenommen worden.

Der Verfasser setzt beim Leser die Kenntnis der Grundlagen des Installationswesens voraus und beschränkt sich im Text auf die notwendigsten Andeutungen über den Zweck und die besonderen Eigentümlichkeiten der Anlage. Der Schwerpunkt des Werkes liegt in den figürlichen Darstellungen. Diese sind durchweg einheitlich durchgeführt und enthalten nur die wesentlichen Einzelheiten der Anlage.

Durch die schematische Ausführung der sich wiederholenden Apparate (wie Wecker, Elektromagnete usw.) bleibt die Darstellung selbst bei verwickelten Anlagen recht übersichtlich, was als Vorzug des Buches anzuführen ist. Der begleitende Text ist knapp gehalten. Theoretische Betrachtungen sind gänzlich vermieden. Doch solche sind bei einem Buche, das als Zusammenstellung von Leitungsskizzen für Schwachstromanlagen bezeichnet wird, weder gewünscht, noch geboten. Den Zweck, als praktische Einleitung zu dienen, dürfte das Buch vollständig und gut erfüllen. *Leo Lichtenstein.*

Indirekte Beleuchtung von Schul- und Zeichensälen mit Gas- und elektrischem Bogenlicht. Mit zahlreichen Abbildungen. Bericht über Versuche in München, erstattet von der auf Veranlassung des Deutschen Vereins von Gas- und Wasserfachmännern gebildeten Kommission. München-Berlin, 1905. R. Oldenbourg.

Der in der Aufschrift erwähnte Verein hat zur Entscheidung der Frage, ob die von den Hygienikern warm empfohlene indirekte Beleuchtung der Schul- und Zeichensäle, welche mit Ausnahme einiger älterer Versuche fast allgemein mit elektrischem Bogenlicht hergestellt wird, auch mit Gas unter Erzielung der gleichen Wirkung und Oekonomie durchzuführen möglich sei, eine Kommission von unparteiischen Fachmännern bestellt, welche nach Durchführung der einschlägigen Versuche Bericht zu erstatten hatte.

Dieser Bericht liegt nun in vorliegendem vor und lieferten die mit grosser Sorgfalt durchgeführten Untersuchungen und Messungen kurz zusammengefasst folgende Ergebnisse:

1. Mit Gas lassen sich bei entsprechender Ausgestaltung der Einrichtungen die gleich günstigen Lichtwirkungen erreichen, wie mit dem elektrischen Bogenlicht. 2. Die Kosten der Gasbeleuchtung sind bei mittleren Gaspreisen geringer als jene der elektrischen. 3. Die Luftverschlechterung bei Gasbeleuchtung ist bedeutend grösser, sie lässt aber dennoch, gegen die Verwendung von Gasglühlicht, hygienische Bedenken nicht aufkommen, wenn die Beleuchtungskörper nahe der Decke angebracht werden und für zweckmässige Abfuhr der Verbrennungsprodukte gesorgt wird.

Dieser leicht verständlich geschriebene, durch viele Abbildungen und Tabellen ergänzte Bericht wird jedermann, der sich für den einschlägigen Gegenstand interessiert, sicher wertvolle Auskunft bringen. *A. Prasch.*

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Repetitorien der Elektrotechnik. Harausgegeben von *A. Königswerter*, Ingenieur, Lehrer am Technikum Stadtsulza. 1. Band: Physikalische Grundlagen der Gleich- und Wechselstromtechnik. Von *A. Königswerter*, Ingenieur. Hannover 1905. Dr. Max Jänecke. Preis geh. M. 2.60, geb. M. 3.20.

Theorie der Elektrizität. 2. Band: Elektromagnetische Theorie der Strahlung von Dr. *M. Abraham*. Leipzig, 1905. B. G. Teubner. Preis geb. M. 10.—.

Die Kadaver-Vernichtungsanlagen. Von *W. Heepke*, Ingenieur. Halle a. S., 1905. Carl Marhold. Preis geh. M. 3.—.

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

86. Jahrg., Bd. 320, Heft 47. **Berlin, 25. November 1905.**

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Kommutator-Motore für einphasigen Wechselstrom.

Von Dr. **Albert Hoerburger,** Berlin.

Seit einiger Zeit ist die Aufmerksamkeit nicht nur der Fachleute, sondern, durch die Berichte der Tageszeitungen über die Erfolge einzelner Wechselstrombahnen, auch der Laien auf die einphasigen Wechselstrom-Kommutatormotore gelenkt worden und man erhofft von diesen Motoren eine weitere Ausdehnung der Elektrotechnik auf ein Gebiet, das sich bisher ihr nur zu einem Versuch erschlossen, nämlich auf die Vollbahnen. Die einphasigen Wechselstrom - Kommutatormotore sind nicht etwa eine neue Erfindung der letzten Jahre, sondern nahezu so alt wie die Elektromotore überhaupt. Aber wie so oft in der Welt, hat man auch hier Bestrebungen wieder fallen lassen, nur weil nicht gleich die allerersten Bemühungen mit Erfolg gekrönt waren und weil kein dringendes Bedürfnis dafür vorlag, sondern anderweitiger Ersatz vorhanden war. Bei dem ersten Auftreten der elektrischen Motore hatte man, da beinahe ausschliesslich Gleichstrom in Anwendung kam, in dem Nebenschluss- und Hauptstrommotor für alle praktisch vorkommenden Bedürfnisse ausgezeichnete Maschinen. Diese beiden Arten wurden daher sorgsam ausgebaut und verbessert und allmählich zu einer staunenswerten Höhe in bezug auf Wirkungsgrad und Anpassungsfähigkeit gebracht. Als dann später der Drehstrom zur Verwendung kam und die Drehstrommotore zunächst in der bestechend einfachen Form mit Kurzschlussankern ihren Siegeszug durch das ganze Gebiet der Technik antraten, da vergass man in der Freude, nun auch einen Motor für hohe Spannung zu besitzen, und vor allem die Sorgen, die auch die vollkommenste Gleichstrommaschine mit den besten Einrichtungen durch das Feuern am Kommutator bereitet, mit einem Schlage los zu sein, ganz, dass man die Einfachheit der doppelten Stromzuleitung hatte aufgeben müssen. Auch die einphasigen Induktionsmotore fanden hier und da Anwendung, indem man durch Hilfsphase und Leerlaufscheibe über die Schwierigkeit des Anlassens hinwegzukommen trachtete.

Welche Erfolge durch Ausdauer und rastlose Bemühungen auch unter den schwierigsten Verhältnissen erzielt werden können, das beweisen die glänzend gelungenen Versuche mit der elektrischen Schnellbahn, wo die Schwierigkeiten der Zuleitung des hochgespannten Drehstroms, der Beschleunigung in der Anlaufperiode und der Tourenregulierung überwunden wurden. Aber trotzdem hat der Drehstrom keine Aussicht bei einer wirklichen praktischen Ausführung einer elektrischen Vollbahn verwendet zu werden; hier kann nur ein System in Frage kommen, und das ist der einphasige Wechselstrom. Seine Vorteile bestehen gegenüber Gleichstrom in der leichteren Streckenausrüstung wegen der Möglichkeit der höheren Spannung am Fahrdraht und dem Fortfall der vielen Unterstationen, gegenüber Drehstrom in der einfacheren Stromzuleitung und der Unabhängigkeit der Motore von einer Tourenzahl. Der Induktionsmotor allerdings kann nicht benutzt werden, denn auch mit den besten Hilfsmitteln lässt sich das Anlaufdrehmoment nicht über das Normale steigern, der Anlaufstrom und die Rückwirkung aufs Netz verkleinern oder eine rationelle Tourenregulierung ermöglichen. Hier tritt nun der einphasige Kollektormotor ein, der in den letzten Jahren durch unablässige Bemühungen weiter ausgebildet wurde und nun schon seine ersten Proben auch bei schwierigem Bahndienst glänzend bestanden hat. Heute baut nahezu jede grössere Elektrizitätsfirma ihren Wechselstrom - Kommutatormotor und alle erreichen ein gutes Anlaufmoment, einen guten Leistungsfaktor und Wirkungsgrad und fast funkenfreien Lauf. Er scheint nicht nur berufen zu sein, der Bahnmotor der Zukunft zu sein, da er im Notfalle sogar auf bestehende Gleichstrombahnen übergehen kann, sondern wird auch noch manches Gebiet erobern, das bisher der Anwendung der Elektrizität verschlossen blieb.

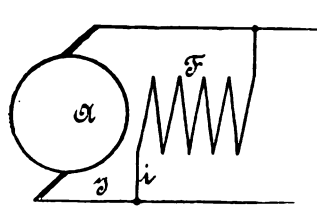
Im Nachstehenden soll nun nicht nur kurz über die einzelnen möglichen Arten von einphasigen Wechselstrom-Kommutatormotoren berichtet werden, sondern auch nach Möglichkeit über die ausgeführten Konstruktionen, so weit sie aus Patentschriften und anderen Berichten zur Verfügung standen. Es soll dies eine zusammenfassende Darstellung der Ansichten sein, die man zur Zeit über diese Motore hat und die von mehr oder weniger berufener Seite in Büchern und den verschiedensten Zeitschriften des In- und Auslandes niedergelegt wurden. Dabei geht natürlich eine eingehende theoretische Behandlung der Motore über den Rahmen eines solchen Berichts weit hinaus und ist auch wohl mehr Sache der speziellen Fachzeitschriften. Zur Zeit ist die Ansicht über den wirklichen Wert der einzelnen Motore noch nicht geklärt, sondern alles ist noch im Versuchsstadium, und es ist zu erwarten, dass erst in einiger Zeit sich die eine oder andere Konstruktion siegreich im Felde behauptet, während die übrigen wieder verschwinden.

Die ersten Wechselstrom-Kommutatormotore entstanden aus der Tatsache, dass man an einem Gleichstrommotor die Polarität vertauschen kann, ohne dass sich die Drehrichtung ändert, und dem daraus gefolgerten Schluss, dass man also auch einen Gleichstrommotor mit Wechselstrom müsse betreiben können. Natürlich kannte man schon aus dem Transformatorenbau, dass es dazu nötig sei, das Eisen des Feldes fein zu unterteilen, da sonst unzulässige Verluste und Erwärmungen durch Hysterese und Wirbelströme auftreten. Jedoch die ersten Versuche waren nicht sehr ermunternd. Die Motore gaben trotz grosser Stromaufnahme nur eine kleine Leistung und die Kollektoren waren durch das Feuer bald zerstört. Zwar war auch bei den Gleichstrommotoren der Kollektor immer der schwächste Punkt, und selbst heute, nachdem

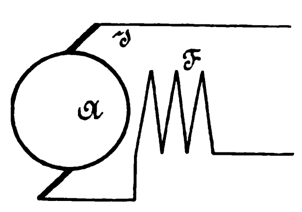
eine Erfahrung von etwa dreissig Jahren den Konstrukteuren zur Seite steht, wird der Kollektor als notwendiges Uebel betrachtet, jedoch bei den Wechselstrommotoren verzagte mancher an einer Möglichkeit der Besserung. Daneben hatten die Motore noch einen schlechten Wirkungsgrad und einen sehr kleinen Leistungsfaktor. Ganz ruhten die Versuche mit solchen Motoren wohl niemals und einzelne Firmen, wie insbesondere *Ganz & Co.* in Budapest unter Ingenieuren wie *Blathy* und *Déri*, *Oerlikon* unter Prof. *Arnold*, und einzelne amerikanische Firmen unter *Steinmetz* und *Eickemeyer* befassten sich mehr oder weniger immer mit dem Problem des Wechselstrom-Kommutatormotors.

Die heutigen intensiven Bestrebungen mit dem Kommutatormotor für einphasigen Wechselstrom sind zeitlich eingelenkt von dem Amerikaner *B. G. Lamme*, der im Oktober 1902 vor der „American Institution of Electrical Engineers" einen Vortrag über den Bau und Betrieb der Washington—Baltimore—Annapolis-Bahn, mit einer Länge von etwa 73 km mit einphasigem Wechselstrom, hielt und damit das grösste Aufsehen erregte.

1. *Der Nebenschlussmotor.* Beim Nebenschlussmotor, dessen allgemeines Schema in Fig. 1 gegeben ist, werden Anker A und Feld F von verschiedenen Strömen durchflossen. Die Feldwindungen besitzen bei Wechselstrom, abgesehen von den kleinen ohmschen Verlusten, hauptsächlich induktiven Widerstand und verbrauchen daher nahezu nur wattlosen Strom, der um 90 ^{0} gegenüber der Spannung verschoben ist. Im Anker überwiegt für den Augenblick des Anlaufens ebenfalls der induktive Widerstand der Ankerwindungen, es ist daher auch im Anker nahezu nur wattloser Strom vorhanden. Beide Ströme sind demnach unter sich in Phase; der Motor läuft wie bei Betrieb mit Gleichstrom mit kräftigem Drehmoment an. Allein während des Betriebes ändern sich die Verhältnisse. Im Feld ist nach wie vor wattloser Strom vorhanden, doch im Anker vermindert sich mit zunehmender Geschwindigkeit und zunehmender Belastung die Phasenverschiebung zwischen Strom und Spannung mehr und mehr, da der Anker zunehmend auch Wattstrom aufnehmen muss, um überhaupt Arbeit leisten zu können. Da nun der Maximalwert des Stromes im Anker immer dann eintritt, wenn das Feld, das ja mit dem Strom in den Feldwindungen in Phase ist, erst einen kleinen Wert hat, so wird der Motor für die entsprechende Leistung einen unverhältnismässig grossen Strom aufnehmen müssen und infolge der dadurch entstehenden grossen ohmschen Verluste einen kleinen Wirkungsgrad besitzen. Auch die Phasenverschiebung wird immer eine beträchtliche bleiben und so auch der Leistungsfaktor klein sein. Da das anfängliche Drehmoment beim Lauf des Motors immer kleiner wird, so wird der Nebenschlussmotor, da es kein Mittel gibt, diesen Schwierigkeiten zu entgehen, für die Praxis unbrauchbar bleiben.


Fig. 1. Nebenschlussmotor.

2. *Der reine Serienmotor.* Beim reinen Serienmotor liegen die Verhältnisse demgegenüber bedeutend günstiger, da bei ihm Feld und Anker in demselben Stromkreis liegen und daher notwendigerweise immer in Phase sein müssen. Fig. 2 zeigt schematisch den Stromverlauf. Bei ihm wird man unter allen Umständen ein günstiges Drehmoment haben, da der Strom im Anker mit dem Feld, das mit dem Feldstrom in Phase ist, zu gleichen Zeiten seinen Maximalwert erreicht. Dagegen wird der Leistungsfaktor gering sein und einen gewissen ziemlich niedrigen Wert niemals übersteigen können. Die Selbstinduktion der Feldwindungen und der Ankerspulen bewirkt unter allen Umständen eine Phasenverschiebung zwischen Strom und Spannung, die durch kein Mittel völlig zu beseitigen ist. Die Spannungen im Serienmotor verteilen sich kurz folgendermassen:


Fig. 2. Reiner Serienmotor.

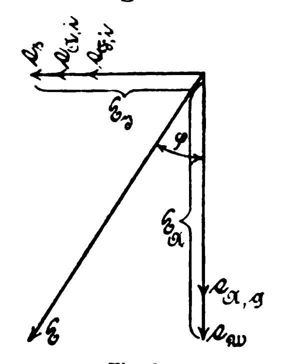
Das Feld besitze p Windungen f. d. Pol, der Motor besitze ausgeprägte Pole und sei der Einfachheit wegen zweipolig angenommen, habe also $2\ p$ Feldwindungen. Der benutzte Wechselstrom habe ν Perioden in der Sekunde und die im Feld erzeugte Induktion sei B_F. Dann herrscht an den Enden der Feldwicklung eine elektromotorische Kraft

$$e_{F\,i} = C_1 \,.\, \nu \,.\, 2p \,.\, B_F.$$

Die im Feld erzeugten Kraftlinien durchsetzen den Luftspalt und werden bei der Rotation des Ankers von den auf dem Umfang desselben verteilten wirksamen Ankerdrähten geschnitten. Dadurch entsteht im Anker eine elektromotorische Kraft $e_{A\,g}$, die abhängig ist von der Feldinduktion B_F, von der Zahl der wirksamen Leiter z und von der Geschwindigkeit, also etwa der minutlichen Umdrehungszahl n,

$$e_{A\,g} = C_2 \,.\, n \,.\, z \,.\, B_F.$$

Diese im Anker durch Rotation erzeugte elektromotorische Kraft ist die elektromotorische Gegenkraft des Ankers und steht als motorisch wirkende und daher in Phase mit dem Strom befindliche Spannung senkrecht auf der rein induktiven Spannung im Feld (Fig. 3). Der im Anker fliessende Wechselstrom erzeugt nun ebenfalls ein Feld, welches natürlich auch ein Wechselfeld ist, und als solches in den Ankerdrähten unabhängig von der Rotation eine Wechselspannung erzeugt. Dieses Querfeld besitze eine Induktion B_A und die von ihm erzeugte Spannung ist natürlich abhängig von der Periodenzahl, der Zahl der Ankerdrähte und der Stärke des Feldes also:


Fig. 3. Vereinfachtes Diagramm des reinen Serienmotors.

$$e_{A\,i} = C_3 \,.\, \nu \,.\, z \,.\, B_A.$$

C_3 ist in diesem Falle natürlich gleich C_2, doch ist hierauf wie auch später keine Rücksicht genommen.

Diese induzierte Spannung ist im Gegensatz zu der vorigen wieder rein induktiv; sie steht senkrecht auf der Ankerspannung und ist in Phase mit der Feldspannung. Rein induktiv sind endlich auch noch die durch die Streufelder erzeugten Spannungen von der gesamten Grösse e_s. Dieselben sind abhängig von der Gestaltung der Pole, von der Grösse des Luftspaltes und von der Zahl und Form der Zähne. Dagegen sind die durch die ohmschen Verluste im Feld und im Anker entstehenden Spannungen reine Arbeitsspannungen und darum in Phase mit der Ankerspannung. Da Anker und Feld von dem gleichen Strom durchflossen sind, so ist der ohmsche Spannungsabfall, wenn w_A der Ankerwiderstand, w_F der Feldwiderstand ist,

$$e_w = J \,.\, (w_A + w_F).$$

Wie man ohne weiteres aus Fig. 3 ersehen kann, ist die Motorspannung als geometrische Summe dieser einzelnen Teilspannungen gegeben durch

$$E = \sqrt{E_A{}^2 + E_J{}^2},$$

wenn E_A die Summe der Arbeitsspannungen, E_J die Summe der induktiven Spannungen bezeichnet. Der Leistungsfaktor ist gegeben durch:

$$\cos \varphi = \frac{E_A}{E}.$$

Hieraus lassen sich die Möglichkeiten entnehmen, die zur Verbesserung des Leistungsfaktors gegeben sind, ferner sieht man auch, dass man einen gewissen Wert desselben nicht wird überschreiten können.

Zunächst wird man die Selbstinduktion des Feldes möglichst verkleinern, d. h. dem Felde möglichst wenig Windungen geben, und den Motor mit schwachem Felde arbeiten lassen, um die induktive Spannung e_F im Felde zu verkleinern. Auf diese schädliche Wirkung des Feldes haben *Steinmetz* und *Kapp* schon in den achtziger Jahren hingewiesen. Da aber der Motor natürlich ein magnetisches Feld besitzen muss, um überhaupt arbeiten und ein Drehmoment entwickeln zu können, ist man mit der Verkleinerung der Windungszahl p an eine gewisse Grenze gebunden. Ist nämlich das Feld zu schwach, so kann unter Umständen das Querfeld des Ankers überwiegen und störend einwirken. Die geringe Feldwindungszahl sucht man durch grösseren Eisenquerschnitt und einen kleineren Luftspalt auszugleichen. Freilich sind hier durch die technische Ausführbarkeit Grenzen gezogen, immerhin ist man schon bis auf 1 mm einseitigen Luftspalt sogar bei Bahnmotoren heruntergegangen. Den induktiven Spannungsabfall im Anker e_{Ai} durch Verringerung der Ankerspulen zu verkleinern, ist nicht ohne weiteres möglich, da man damit auch die gegenelektromotorische Kraft des Ankers e_{Ag} verkleinern würde und damit dem Anker die Möglichkeit nähme, nützliche Arbeit zu leisten. Nun will man doch gerade vom Anker nützliche Arbeit, also ein grosses e_{Ag}; es ist damit ein Widerspruch geschaffen, und wie so oft in der Technik muss der Konstrukteur auch hier einen Kompromiss zwischen den nützlichen und schädlichen Wirkungen schliessen. Das beim reinen Serienmotor nicht zu umgehende Querfeld sucht man daher durch mechanische Mittel an seiner Ausbildung möglichst zu hindern, indem man z. B. die Pole gegen den Anker hin abschrägt oder schlitzt, oder Quernuten in dem Eisen anbringt (vergl. unten). Die Zahl der Streulinien und damit die induktive Spannung e_s ist wie bei allen Maschinen möglichst klein zu halten. Man sucht dies durch die besondere Form der Pole und der Zähne in den Ankerblechen auch durch kleinen Luftspalt zu erreichen. Da auch der ohmsche Widerstand Einfluss auf den Leistungsfaktor hat, sucht man hier durch Vergrösserung des Ankerwiderstandes einzuwirken, doch darf man nicht zu weit gehen, da anderseits die ohmschen Verluste im Anker den Wirkungsgrad ungünstig beeinflussen. Ein letztes Mittel, den Leistungsfaktor zu erhöhen, ist dadurch gegeben, dass, wie man aus den oben gegebenen Formeln für e_{Fi} und e_{Ai} ersieht, diese Grössen unmittelbar von der Periodenzahl ν des Wechselstromes abhängig sind, dass also ein Verkleinern der Periodenzahl ein Verkleinern der induktiven Spannungen und damit einen besseren Leistungsfaktor zur Folge hat. Am besten wird natürlich ein Motor mit der Periodenzahl o, d. h. mit Gleichstrom arbeiten. In der Tat sind die von *Lamme* vorgeschlagenen und bei Serienmotoren allgemein benutzten Periodenzahlen ungewöhnlich niedrig; sie betragen nur etwa 15—17 in der Sekunde und übersteigen keinesfalls 25 Perioden.

Auch der Wirkungsgrad des reinen Serienmotors ist nicht allzu günstig, einmal da man, wie oben erwähnt, den Widerstand im Motor absichtlich nicht allzuklein wählt und damit die ohmschen Verluste vergrössert, ferner da auch die Eisenverluste gegenüber Gleichstrom grösser sind. Ein weiterer bedeutender Verlust ist durch die Kurzschlussströme gegeben, die in den durch die Bürsten kurzgeschlossenen Windungen entstehen. Diese sind bedeutend grösser als bei Gleichstrommaschinen. In den kurzgeschlossenen Spulen (vergl. Fig. 4) wird nämlich durch das Wechselfeld ein Strom erzeugt, wie in der kurzgeschlossenen Sekundärspule eines Transformators. Diese Ströme, die nicht bloss am Kommutator ein unzulässiges Feuern erzeugen, sondern auch bedeutende Verluste durch Erwärmung im Anker herbeiführen, sind natürlich um so grösser, je grösser die induzierte Spannung in den Spulen ist, d. h. je mehr Spulen in Serie geschaltet an die kurzgeschlossenen Kollektorlammellen angeschlossen sind. Man wird daher an jede Lammelle nur eine Windung anschliessen, und da die Zahl der Kollektorlammellen wegen der Grösse des Kollektors beschränkt ist, ist auch die Zahl der Ankerwindungen beschränkt. Das hat nun weiter zur Folge, dass ein Wechselstromserienmotor nur für eine beschränkte Spannung gebaut werden kann, im allgemeinen noch niedriger als die Gleichstrommotore. Die Wechselstromserienmotore werden in der Tat nur für etwa 100 bis höchstens 200 Volt am Kollektor bei besonders grossen Motoren gebaut, und müssen daher meistens in Verbindung mit einem Transformator gebraucht werden, um die hohe Spannung der Zuleitung zu ermässigen.

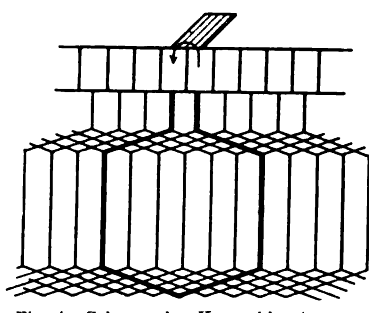


Fig. 4. Schema des Kurzschlusstromes unter der Bürste.

Ein solcher Transformator kann nun nach dem Vorschlag von *Lamme* als Spannungsregler gebaut sein, das heisst mit einer beweglichen sekundären Windung, so dass man die dem Motor zugeführte Spannung in weiten Grenzen verlustlos ändern und so den Motor anlassen und in der Geschwindigkeit ändern kann, ohne in vorgeschalteten Widerständen Energie zu verlieren. Man kann aber auch den Transformator in den Motor einbauen und den Serienmotor mit einem Serientransformator nach der schematischen Zeichnung der Fig. 5 verwenden. Diese Schaltungsweise ist von *Skott* angegeben und in dem englischen Patent 19520/1903 enthalten.

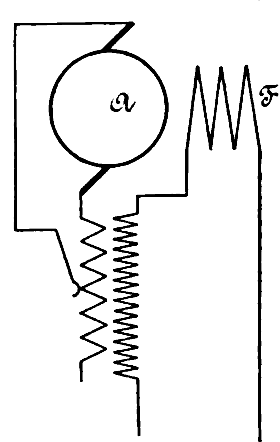


Fig. 5. Hauptstrommotor mit Serientransformator.

Von den reinen Serienmotoren sind es hauptsächlich zwei Arten von Maschinen, die mehr bekannt geworden sind und sich auch praktisch bewährt haben, das ist der schon mehrfach erwähnte Serienmotor von *Lamme*. der von der *Westinghouse Electric Mfg. Co.* gebaut wird, und der Motor von *Finzi*, der auf der elektrischen Bahn in Mailand im Betrieb ist. Beide haben ihre günstigen Resultate hauptsächlich der ungewöhnlich niederen Periodenzahl von etwa 17 Perioden i. d. Sekunde zu verdanken.

Die Einzelheiten des *Lamme*schen Motors sind in der britischen Patentschrift 26 746/1902 enthalten. In einer langen theoretischen Abhandlung legt *Lamme* dar, dass die Selbstinduktion des Motors mit dem Strom anwächst und bald eine solche Grösse erreicht, dass sie die von aussen aufgedrückte Spannung nahezu erreicht und der Motor keinen wirksamen Arbeitsstrom mehr aufnehmen kann. Da das Querfeld des Ankers eine gleich schäd-

liche Wirkung ausübt, so sind beide klein zu halten, damit die Selbstinduktionsspannung im Motor auch bei grösstem Strom noch unter der zugeleiteten Spannung bleibt.

Es hat sich nun durch Versuche ergeben, dass ein günstiges Arbeiten erzielt werden kann, wenn zwischen der Selbstinduktion des Feldes und der gegenelektromotorischen Kraft des Ankers ein bestimmtes Zahlenverhältnis besteht; es muss also sein

$$\frac{e_{Fi}}{e_{Ag}} = M.$$

Setzt man die aus den früheren Gleichungen bekannten entsprechenden Grössen ein, so muss die Gleichung bestehen:

$$C_4 \cdot \frac{\nu \cdot 2p \cdot}{P \cdot n \cdot \xi} = M,$$

wenn man $z = P \cdot \xi$, also wirksame Leiter auf der Ankeroberfläche ersetzt durch einen Ausdruck, der die Zahl der Pole und der hintereinander geschalteten Leiter zwischen den Bürsten enthält. Das Produkt aus Polzahl und Zahl der sekundlichen Umdrehungen gibt die Ankerperiodenzahl.

Das Verhältnis zwischen der Windungszahl des Feldes und der Windungszahl des Ankers muss im allgemeinen grösser als 0,5 sein und darf höchstens den Wert 0,75 erreichen, also:

$$0{,}5 < \frac{2p}{\xi} \leq 0{,}75.$$

Das Verhältnis zwischen Periodenzahl des zugeführten Wechselstroms und der Periodenzahl im Anker muss ungefähr den Wert 0,625 haben, und der Wert der Konstanten beträgt

$$C_4 = \frac{1}{0{,}625} = 1{,}6;$$

daraus ergibt sich. dass das Verhältnis zwischen der Selbstinduktionsspannung des Feldes und der gegenelektromotorischen Kraft des Ankers den gleichen Zahlenwert haben muss, wie das Verhältnis der Windungszahlen in Feld und Anker; also:

$$0{,}5 < \frac{e_{Fi}}{e_{Ag}} < 0{,}75.$$

Für eine bestimmte Umdrehungszahl von etwa 700 ist daher aus der Polzahl der Maschine die Wechselzahl des Stromes bestimmt, und umgekehrt; für einem achtpoligen Motor ist die Periodenzahl 16,6, für einen zwölfpoligen Motor die Periodenzahl 25.

Die Einzelheiten der Konstruktion sind aus Fig. 6a zu entnehmen. Der Anker hat ganz die Bauart eines gewöhnlichen Gleichstromankers mit Schleifenwicklung (Fig. 6 b). Die Ankerbleche sind in einzelnen Paketen *6* zwischen denen Ventilationsschlitze *7* vorgesehen sind, durch ein Kreuz *2* auf der Nabe *3* aufgebaut und durch ein Gusstück *1* zusammengehalten. Die Nabe ist auf der einen Seite verlängert, um den Platz für den Kollektor *14* zu schaffen. Die Ankerbleche haben auf dem Umfange 72 Nuten, in denen je sechs isolierte Kupferleiter untergebracht sind. Die Wicklung ist als Schablonenwicklung hergestellt und in die Nuten eingelegt. Am Kollektor sind, um Ausgleichströme durch die Bürsten zu verhüten, sogenannte Aequipotentialverbindungen (12 . 13) vorgesehen. Die verlängerten Verbindungen der Ankerspulen zum Kollektor (15 u. 16) sind aus einem Material mit hohem spezifischen Widerstand, etwa aus Neusilberstreifen hergestellt, um den früher erwähnten Vorteil des hohen ohmschen Ankerwiderstandes zu erreichen. Da nun diese künstlichen Zusatzwiderstände ausserhalb des eigentlichen Ankerkreises liegen, so wird erzielt, dass unnötige Verluste im Anker durch Stromwärme vermieden werden, der Vorteil der Verminderung der Kurzschlussströme aber trotzdem erreicht wird, da diese Widerstände nur in jene Ankerspulen eingeschaltet sind, die grade durch die Bürsten kurz geschlossen sind. Das Feld ist ebenfalls aus einzelnen Blechen zusammengesetzt, die in eigenartiger Weise durch einen gusseisernen Rahmen (26 u. 27) zusammengehalten werden. (Fig. 6c u. d.) Der gusseiserne Rahmen wird magnetisch nicht beansprucht. Die Polansätze *19* sind verhältnismässig kurz und in achsialer Richtung an den Enden von breiten

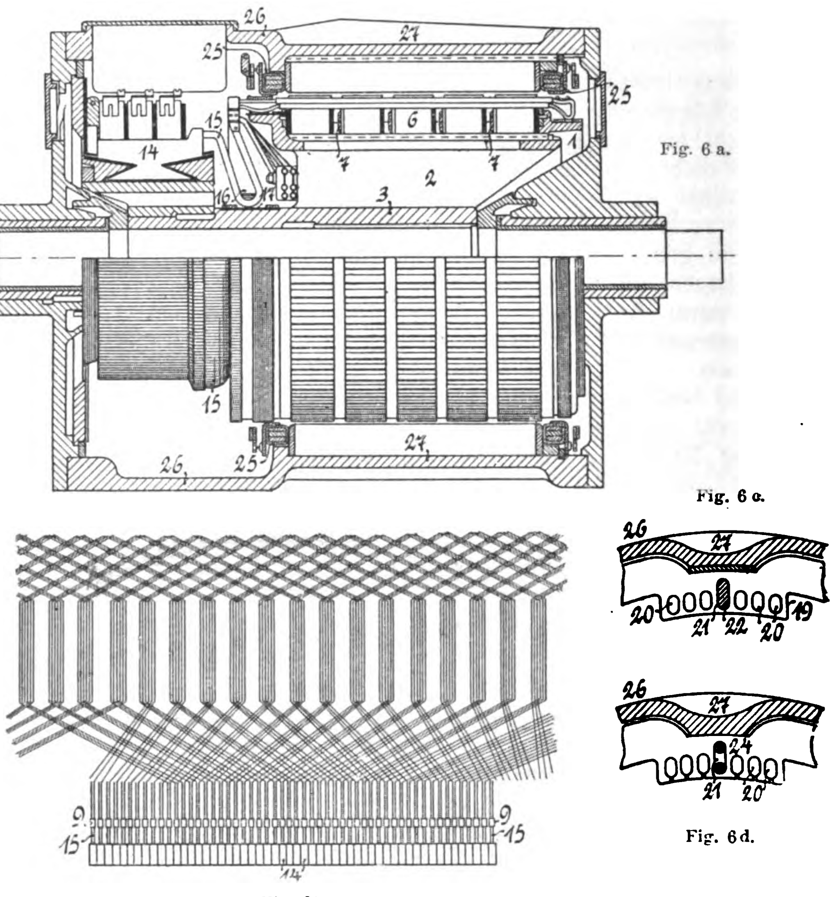


Fig. 6a—d. Lammes Serienmotor.

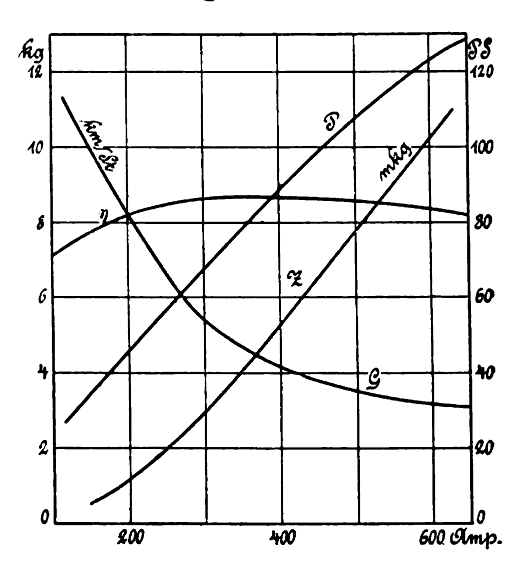


Fig. 7. Kurven des reinen Serienmotors nach Lamme.

aber niedrigen Nuten *20* durchsetzt, die entweder geschlossen, oder nur ganz wenig aufgeschlitzt sind. Durch diese Nuten soll eine hohe Zahnsättigung erzielt werden und dadurch die Ausbildung des Querfeldes des Ankers in mässigen Grenzen gehalten werden. Die Schlitze dürfen deshalb nicht zu lang sein, damit dadurch nicht der magnetische Widerstand unnötig erhöht wird. Ihre günstige Wirkung wird noch verstärkt durch einen grösseren mittleren Schlitz *21*, der einen massiven Leiter *22* oder eine in sich geschlossene Windung *24* aus gut leitendem Material enthält. Die Feldspulen *25* bestehen aus hochkantig gewickeltem Flachkupfer, und sind alle in Serie geschaltet. Das Verhältnis der Zahl der Pole zu der Zahl der minutlichen Wechsel des zugeleiteten Wechselstromes ist 1 : 250 und das Verhältnis der Feldamperewindungen zu den Ankeramperewindungen ist 20 : 27. Dass ein derartiger Motor bei guter Durchbildung aller Teile noch gute Ergebnisse erzielen kann, beweist die Fig. 7, die die Versuchsergebnisse in Kurven enthält. *G* ist die Geschwindigkeit in km/Std. bei einem Uebersetzungsverhältnis der Vorgelege Zahnräder von 10 : 31 und einem Raddurchmesser von 84 cm, η der Wirkungsgrad einschliesslich des Vorgeleges, *P* die Leistung des Motors in Pferdestärken, und *Z* die Zugkraft in mkg.

Ein zweiter ausgeführter Serienmotor ist der von *Finzi*, der viel Aehnlichkeit mit dem Motor von *Lamme* hat. Bei ihm sind zur Verhütung der Selbstinduktion des Ankers und des Ankerquerfeldes die Pole nach Fig 8 gegen den Anker verjüngt, so dass ihre Stirnfläche einen kleineren Teil der Ankerfläche bedecken als gewöhnlich. Meist werden auch die Pole durch einen Spalt in zwei Teile getrennt, wie es der rechte Teil der Fig. 8 nach den Angaben im engl. Pat. 17185/1903 zeigt. Die Motore sind von der Firma *Brioschi, Finzi & Co.* in Mailand gebaut und sind auf der Mailänder Strassenbahn mit gutem Erfolg gelaufen.

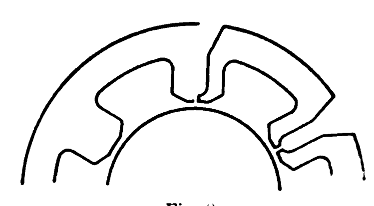


Fig. 8.
Stator nach Finzi mit abgeschrägten oder geschlitzten Polen.

(Fortsetzung folgt).

Nordamerikanische Eisenbauwerkstätten.

Von Dr.-Ing. **H. Reissner**, Berlin.

(Fortsetzung von S. 731 d. Bd.)

Nietabteilung.

Auf die Lochstanzabteilung folgt ein Lager- und Zulageplatz, sodann entweder erst die Nachreibearbeit oder gleich das Nieten der zusammengesetzten Konstruktionen. In der letzten Zeit sind mit dem Schwererwerden der Konstruktionen und den strengeren Anforderungen an Nachbohren der Löcher auch die Ansprüche an die Güte der Nietarbeit erheblich gewachsen.

Man hört öfter die Erfahrung aussprechen, dass die konische Form gestanzter Löcher gegenüber der rein zylindrischen gebohrter Löcher ein festeres Sitzen der Niete erzeuge, dass das Nachbohren auf der Zulage oft Bohrspähne in die Zwischenräume bringe, dass durch das Oelen der Konstruktionen vor dem Nieten die Nietköpfe lose würden. Dagegen ist natürlich einzuwenden, dass grade die Vorsichtsmassregeln gegen die obigen Erscheinungen einen statisch festeren Niet gewährleisten, insofern als auf die beste Niettemperatur, richtige Ablängung des Schaftes und zweckmässige Abstufung des Stempeldrucks der Nietmaschine mehr als früher zu achten ist.

Um den schärferen Abnahmebedingungen der Eisenbahnverwaltungen zu genügen, wurde nun der grösste Wert auf die richtige Abstufung der Stempeldrücke nach Nietdurchmessern und Nietlängen gelegt. Die Maschinenfabrik *R. D. Wood & Co.*, Philadelphia, hat hierfür die folgende Skala festgelegt:

Durchmesser des Niets in mm	Stempeldruck zum Treiben warmer Niete in t für		
	Tragkonstruktionen	Blechbehälter	Kessel
12,7	9	15	20
15,9	12	18	25
19,1	15	22	33
22,2	22	30	45
25,4	30	45	60
28,6	38	60	75
31,8	45	70	100
38,1	60	85	125
44,5	75	100	150

Obige Tabelle beruht auf der Annahme, dass der Niet durch zwei Bleche, die zusammen nicht stärker sind als der Nietdurchmesser, hindurchgeht. Wenn die Blechdicke zunimmt, nimmt der erforderliche Stempeldruck näherungsweise mit der Quadratwurzel des Quotienten aus Blechdicke und Nietdurchmesser zu. Z. B. wenn die Gesamtblechstärke viermal so gross ist als der Nietdurchmesser, würde man das Doppelte der oben gegebenen Kraft brauchen, um die Nietlöcher vollständig auszufüllen und zuverlässige Arbeit zu leisten.

J. Christie gibt die damit ziemlich übereinstimmende Vorschrift:

„Niete von Schweiss- oder weichem Flusseisen sollen zur Hellrot- oder Gelbglut erhitzt und einem Druck von nicht weniger als 8000 kg/qcm ihres Querschnitts unterworfen werden.

Für Nieten gewöhnlicher Länge ergibt sich diese Pressung als genügend, um das Loch vollständig auszufüllen. Wenn dagegen Niete und Löcher besonders lang sind, findet man, dass ein grösserer Druck und eine langsamere Bewegung des Stempels als für kürzere Niete vorteilhaft ist, um den trägeren Fluss des Metalls in dem längeren Loch zu erzwingen."

Berücksichtigt man, dass im Brücken- und Hochbau die Nietdurchmesser von 16 bis 26 mm variieren und die Blechstärken bis zum vierfachen Durchmesser des Nietes gehen, so sieht man, dass Stempeldrücke von 12 bis über 60 t für Tragkonstruktionen und von 18 bis über 90 t für wasserdichte Behälterkonstruktionen notwendig sind.

Zur Erzeugung dieser Pressungen kann Dampfdruck, Luftdruck und Wasserdruck verwandt werden.

Die Kondensation der Dampfdruckleitung und die zu plötzliche Art der Wirkung lassen die Dampfnietpressen allmählich verschwinden, dagegen wird die Uebertragung durch Luftdruck so weit wie möglich für Nietmaschinen benutzt, da sie eine vielseitige anderweitige Verwendung für die Hebezylinder der Laufkatzen, für den Betrieb der tragbaren Niet- und Meisselhämmer und Bohrmaschinen, für den Zug der Nietfeuer, für die Reinigung des Eisens mit Sandstrahl und das mechanische Auftragen des Anstrichs gestattet.

Der pneumatische Druck in der Leitung ist gewöhnlich etwa 6 at und kann nun in der Nietmaschine entweder durch Kniehebel oder durch hydraulische Uebersetzung auf den verlangten Betrag gesteigert werden.

Die Kniehebelvorrichtung hat grosse Nachteile. Einesteils ist die von ihr ausgeübte Kraft während des Hubes veränderlich, anderseits erfordert jede Nietlänge eine neue Einstellung des Stempels, welcher zudem bei dieser Anordnung sich gewöhnlich nicht geradlinig, sondern auf einer Kurve bewegt und dadurch leicht einen seitlichen Druck auf den Nietkopf ausüben kann. Die kreisförmige Bewegung des Nietstempels ist auch der Grund, alle indirekt, durch zweiarmige Hebel nach dem Prinzip der gewöhnlichen Scheere wirkenden Maschinen möglichst zu vermeiden, wenn es sich nicht um sonst unzugängliche Stellen handelt, bei denen der Druckzylinder nach aussen verlegt werden muss.

Dagegen soll die hydraulische Verstärkung des Luftdrucks für Nietpressen nicht zu schwerer Arbeit sich bewähren, was auch daraus hervorzugehen scheint, dass solche späterhin genauer beschriebenen hydropneumatischen Pressen bei den Neuanlagen der *Pennsylvania Steel Co.* eingerichtet wurden.

Für die stärksten Stempeldrücke und die stationären Maschinen wird die Luftdruckübertragung durch die grossen Zylinderabmessungen unpraktisch und die Druckwasserleitung, die ja auch sonst für die Blech- und schweren Profilscheeren vorhanden sein muss, tritt in ihre Rechte.

Für vereinzelte, schwer zugängliche und nachträglich einzuschlagende Niete schliesslich sind die bekannten pneumatischen Niethämmer, über die in Zeitschriften[17]) ja schon mehrfach berichtet ist, in Gebrauch. Sie werden von der unter 5—6 at stehenden Luftdruckleitung betätigt, haben besondere Steuerkolben und arbeiten mit 1500 bis 2000 Schlägen i. d. Minute. Die Kolbendurchmesser schwanken zwischen 19 mm und 44 mm, die Hube zwischen 13 mm und 127 mm. Die leichtesten Hämmer wiegen 1,36 kg, die schwersten 11,8 kg. Die Niethämmer können entweder mit unabhängigem pneumatischen Gegenhalter angewendet werden oder mit dem Gegenhalter in einem Rahmen vereinigt werden, der sich vor dem bei Nietpressen angeordneten durch seine Leichtigkeit auszeichnet. Zur Ausführung der regulären Nietung in amerikanischen Werkstätten sind diese Niethämmer viel zu langsam und für Niete grossen Durchmessers und grosser Länge nicht stark genug, um den ganzen Nietschaft bis zur Lochausfüllung zu stauchen. Ausserdem ist ihre Bedienung wegen der Vibration, des Geräusches und der verursachten Luftverschlechterung für die Arbeiter sehr anstrengend.

Zur Beurteilung der verschiedenen Nietmethoden in Amerika kann man für Handnietung etwa 250 Niete auf 10 Stunden rechnen, für Lufthammernietung kann wohl das Doppelte 500 Niete auf den Arbeitstag von 10 Stunden erreicht werden, wenn die Niete in grösseren Gruppen zusammenliegen, jedoch besteht eine Abneigung gegen diese Arbeit und die Arbeiter sollen die Leistungen absichtlich herabdrücken, wie Verfasser von den Bauleitern der grossen Eisengerippbauten mehrfach versichert wurde.

Die Nietmaschine schliesslich kann es bei sorgfältigster Anordnung der Transportvorrichtungen für die zu nietende Konstruktion und die Maschine bis auf 4000 Niete auf den Arbeitstag bringen. Genannt wurde diese Zahl von verschiedenen Fachleuten in bezug auf die späterhin beschriebene versenkbare hydraulische Nietpresse mit elektrischem Portalkran der *Pencoyd Iron Works* und für die sehr bequem liegenden Nietlöcher grosser Blechträger mit einer Bedienung von 7 Mann, während die beiden ersteren Methoden und auch die kleineren Nietpressen nur 4 Mann benötigen. Jedoch ist zu bezweifeln, ob bei der oben angegebenen Zahl eine bis zum genügenden Erkalten des Niets dauernde Pressung wirklich erreicht wird.

[17]) *W. L. Sanders*, Cassiers Magazine, Nov. 1902, S. 1.
P. Möller, Aus der amerikanischen Werkstattpraxis, S. 69.
Z. d. Ver. d. Ing. 1904, S. 185, 1698; 1905, S. 1758.

Arbeitsweg in der Hauptwerkstatt.

Je grösser und besser eingerichtet eine Werkstatt ist, desto mehr werden die einzelnen Arbeitsklassen, die nach Arbeitsweise und Stärke verschiedene Maschinen brauchen, getrennt sein, während es bei kleineren Werkstätten nötig wird, jede Konstruktion auf demselben Arbeitswege herzustellen.

Bei kleinen Werkstätten genügen dann entweder ein Laufkran oder einzelne an den Untergurten der Binder laufende Flaschenzüge und Luftdruckhebezeuge und vielleicht noch einige die wichtigsten Maschinen bedienenden Wandkräne für die Bewegung der Werkstücke.

Bei grossen Werkstätten gibt es verschiedene Methoden den Arbeitsgang vorzuschreiben. Man findet dort gewöhnlich die drei Arbeitsklassen, a) Walzträger, b) Blechträger und Stützen, c) Fachwerkkonstruktionen getrennt und kann in jeder dieser Abteilungen den Transportweg verschieden einrichten. Es lassen sich bei ausgeführten Anlagen drei Hauptbewegungsrichtungen unterscheiden, nämlich

die Längsbewegung

bei der *Pennsylvania Steel Co.* und bei *Riter* u. *Conley* (Fig. 11 und 9),

der stufenförmige Transport

in *Pencoyd, Ambridge,* bei *Marshall Mc Clintic*, bei *Lassig* u. a. (Fig. 12, 13, 10 und spätere),

die Querbewegung

in Edgemoor (Fig. 24).

Nach den Fortschreitungswegen richten sich die Wahl der Transportmittel, die Dachausbildung und Lichtzuführung und die Abmessungen der Werkstatt.

Bei der Längsbewegung als Hauptrichtung finden wir einen oder mehrere in der Längsrichtung laufende Lauf- oder Wanddrehkräne, ein oder mehrere Satteldächer mit aufgesetzten Laternen, und eine, wie besonders aus den Plänen der *Pennsylvania Steel Co.* (Fig. 11 und spätere) hervorgeht, lange, schmale Werkstatt. Die Vorteile bestehen in der Uebersichtlichkeit des Arbeitsganges, in dem Fehlen von freizuhaltenden Oberflächengleisen, in der einfachen und leichten Konstruktion und Lichtzuführung der Dachbinder. Nachteile ergeben sich wahrscheinlich daraus, dass der Transportweg länger ist als nötig, dass die Schwere der Krane der nach dem Ende der Werkstatt hin wachsenden Schwere der Werkstücke durch die Vermehrung ihrer Anzahl angepasst werden muss und dass manchmal ein Warten auf einen gerade anderweitig beschäftigten Kran unvermeidlich sein wird. Ganz rein wird ja diese Methode nie durchgeführt werden. Bei der *Pennsylvania Steel Co.* sehen wir z. B., dass im Lagerraum für gelochtes Material ein Querkran über dem Längskran zur Bedienung der Querhalle läuft und dass die Nebenabteilung der Schmiede, der Werkzeugabteilung und der Presserei seitlich in die Haupthalle hineinführen. Entsprechend der hauptsächlichen Beschäftigung dieses Werkes mit schweren Eisenbahnbrücken sehen wir auch nur 2 Arbeitswege, von denen der eine die Blechbearbeitung, der andere die Formeisenbearbeitung besorgt.

Anders ist es mit der Stufenbewegung, wie sie die meisten anderen Werke zeigen. Hier geschieht der Vorschub in der Längsrichtung, soweit solcher nicht von den Maschinen selbst besorgt wird, mit Hilfe von Schmalspurwagen und der Quertransport, der das Walzmaterial unter die Maschine bringt, mit Hilfe von Laufkatzen und Kränen, die auf den Untergurten der Dachbinder laufen. Der Längstransport durch die Maschine selbst wird durch längslaufende Katzen mit kurzen Gleisen unmittelbar über der Maschine oder durch Tische mit Rollen besorgt. Man gewinnt durch diese Anordnung eine bes-

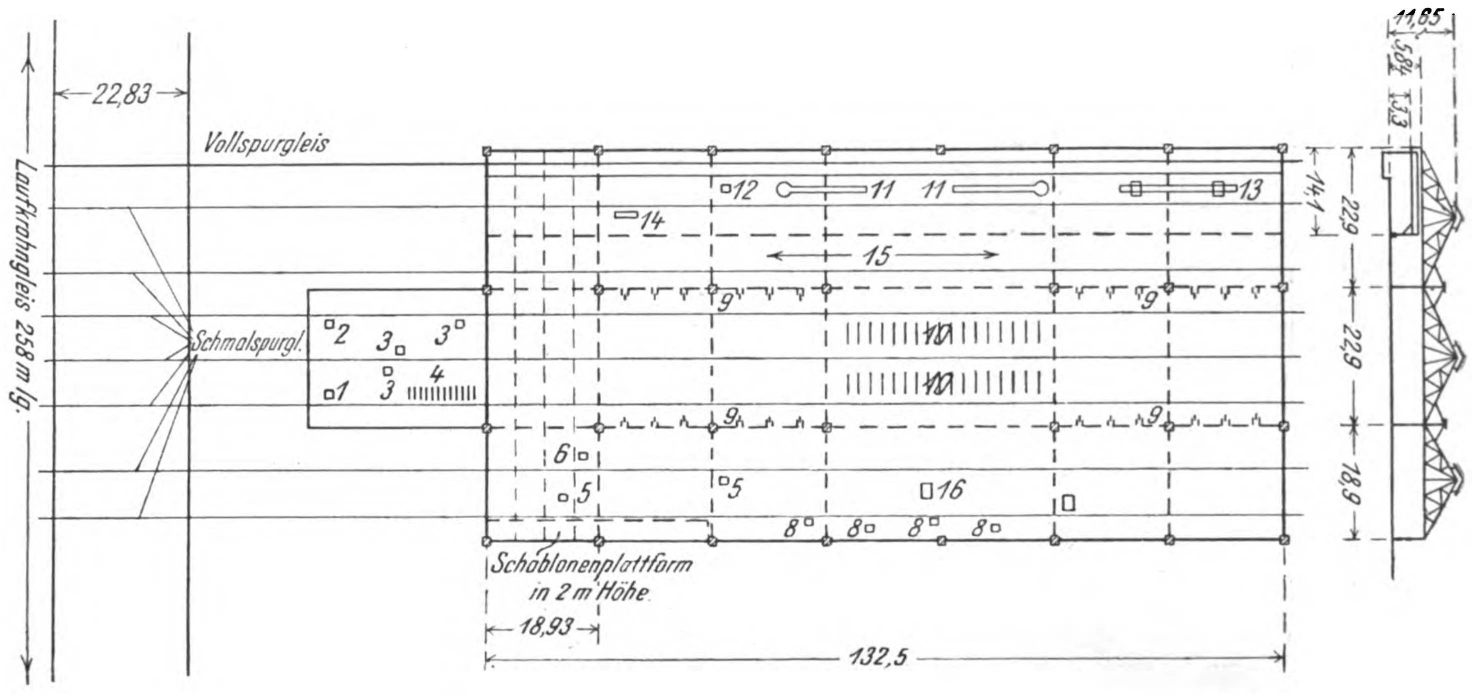
sere Raumausnutzung bei der Aufstellung der Maschinen, eine Abstufung der Kranleistungen nach der Schwere der Arbeitsstücke, kürzere Transportwege und Zeitgewinn durch die sofortige Verfügbarkeit jedes Kranes.

In *Pencoyd* und *Ambridge* (Fig. 12, 13 und spätere) sowie bei der *Cambria Steel Co.* wächst die Leistungsfähigkeit der Laufkrane *von 5 auf 30 t* und diejenige der Laufkatzen mit Drucklufthebezylinder von 1 auf 6 t von der Zulage aus bis zur Nieterei, Abarbeitung und Verladung.

Allerdings ist mit dem stufenförmigen, aus Kranquerbewegungen und Rolltisch- und Gleislängsbewegungen zusammengesetzten Vorschreiten des Arbeitsstückes der grosse Nachteil schwererer Dachkonstruktion und schwierigerer Lichtzuführung verknüpft. Da es nämlich wegen der grösseren Breite der Werkstatt untunlich wäre, dieselbe frei zu überdecken, besonders da die schweren Kranlasten an den Dachbindern hängen, sind Mittelstützen erforderlich. Diese nach dem Herauskommen des Werkstückes aus jeder Maschine sofort beginnt.

Ganz besonders betont ist der *Querverkehr* in der Haupthalle der *Edgemoor Bridge Co.*, Wilmington, Delanare. Wir haben hier alle Maschinen einer Gattung in Längsreihen zu stehen, so dass mehrere Werkstücke, gleichzeitig nebeneinander quer durch die Halle mit Laufkatzen bewegt, fertiggestellt werden und die Längsbewegung auf Schmalspurgleisen nur am Anfang, bei der Einstellung des Stückes in den Arbeitsgang und beim Zubringen zu Maschinen, die nicht gerade in seiner Querreihe stehen, notwendig wird. Man hat hier lauter gleiche auf den Untergurten der Binder laufende hydraulische Hebezylinder und für das letzte Abarbeiten und Aufladen der schweren Stücke einen längs über dem versenkten Verladegleis laufenden Halbportalkran (Fig. 24).

Obgleich diese Werkstatt nach den statistischen Er-



1. Doppelte Winkelscheere (Hilles & Jones).
2. Blechscheere.
3. Lochstanze.
4. Ankirnbänke.
5. Sellers Vielfachteilungslochwerk für Profile und Bleche bis 1,60 m breit.
6. Richtpresse.
8. Lochstanzen.
9. Radialbohrer (24 Stück).
10. Zulagebänke.
11. Fräserbänke.
12. Leichter Fräser.
13. Vertikalbohrmaschine.
14. Kantenhobelmaschine.
15. Nietmaschinen (Sellers hydraulisch) 25—30 t, 1—65 t Stempeldruck.
16. Schlitzscheere (Schnitte bis 12 m lg.)

Kraftbedarf:
1—150 PS. Westinghouse-Dampfmaschine
1—75 „ „ „ für Pumpen.
2 hydraulische Akkumulatoren für 40—168 at.

Fig. 24. Edgemoor Brückenbauanstalt geb. 1890. Leistungsfähigkeit 22 500 t. Hauptwerkstatt.

jedoch stören wiederum den Quertransport und die Maschinenaufstellung und müssen deswegen in möglichst geringer Anzahl angeordnet werden. Dadurch werden Längsfachwerkträger zur Auflagerung der Querdachbinder von Mittelstütze zu Mittelstütze notwendig und sowohl Dachbinder als auch diese Längsträger müssen hoch und schwer werden, da die Kräne auf den Untergurten der Binder laufen. So kommt es z. B., dass die Eisenkonstruktion des nach diesem System gebauten *Ambridge-Werkes* 250 kg/qm überdeckter Fläche wiegt und dass die Werkstätten von *Riter u. Conley* und der *Pennsylvania Steel Co.* einen viel helleren, übersichtlicheren Eindruck auf den Besucher machen.

Uebrigens wird auch die Forderung, die Schmalspurgleise des Stufentransportes bei starker Beschäftigung frei zu halten, einige Schwierigkeiten verursachen, wenn auch die Maschinen so stehen, dass der Quertransport gleich mittelungen der *American Bridge Co.* nächst dem Werk in Pencoyd am vorteilhaftesten arbeitet, ist ihr Arbeitssystem doch nirgends wiederholt worden.

Während die elektrisch betriebenen Laufkräne sich von den in deutschen Werkstätten angewandten wohl gar nicht unterscheiden, findet man, wie schon oben erwähnt, eine Hebezeuggattung in Amerika sehr häufig, die hier fast ganz fehlt: das sind die Druckluftzylinder, die neuerdings von *P. Möller* [18]) eingehend beschrieben worden sind.

Der sehr ausführliche Katalog von *Pedrick u. Ayer*, Philadelphia, Pa., enthält z. B. sechs verschiedene Ausführungsarten von senkrechten und wagerechten Luftdruckhebezylindern, von denen jede mit Hubhöhen von 1,22 bis 2,44 m, lichten Durchmessern von 76 bis 406 mm,

[18]) *P. Möller*, l. c. S. 68 ff.

Eigengewicht von 32 bis 630 kg, Tragkraft von 200 bis 6500 kg bei einem Ueberdruck von 5,6 at und einem Verbrauch an freier Luft bei Hebung von 1,22 m von 0,034 bis 0,966 cbm. Die verschiedenen Ausführungsarten betreffen Feinheiten in den Anforderungen an Genauigkeit, Sicherheit und Dauer der Hebung.

Für Bleche und Flacheisen sieht man auch magnetische Hebezeuge in Gebrauch, z. B. in der Hauptwerkstatt von Pencoyd und in der Augenstababteilung von Ambridge, wie später beschrieben.

Die Transportvorrichtungen für die Verladung können in verschiedener Weise ausgebildet werden. Bei *Riter u. Conley* und in *Ambridge* findet man am Ende der Haupthalle eine Querhalle, in die Normalspurgleise führen, die von einem 20 bezw. 30 t Laufkran bedient wird und in der das Anstreichen und Aufladen der fertigen Konstruktionen stattfindet. In *Pencoyd*, bei der *Cambria* *Steel Co.*, der *Pennsylvania Steel Co.* und in dem *Lassig-Werk* der *American Bridge Co.* führen Schmalspurgleise unter ein System von Laufkränen auf Schienenträgern und Stützenreihen bezw. unter einen Portalkran, wo die Konstruktionen gestrichen, gelagert, abgenommen und aufgeladen werden.

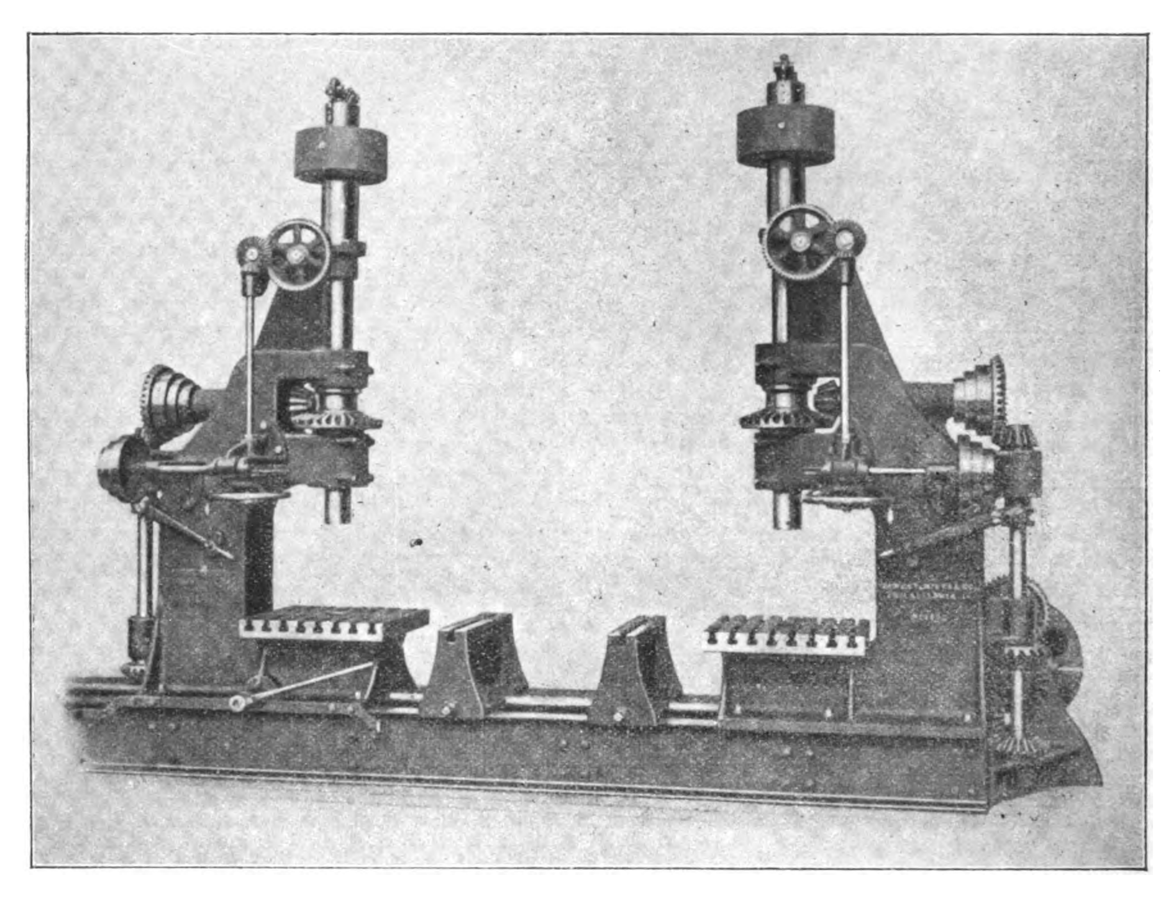


Fig. 26. Doppelte Vertikalbohrmaschine für Augenstäbe, Bauart Bement, Miles & Co., Philadelphia.

Augenstababteilung.

Augenstäbe wurden zuerst von der *Phoenix Iron Co.* aus Schweisseisen und von der *Edge Moor Bridge Co.* aus Flusseisen erzeugt. Alle Herstellungsverfahren, die auf Schweissen beruhen, haben sich als unzulässig erwiesen und die Stauchung des Kopfes aus gewöhnlichen Flacheisen in einer Spezial-Gesenkschmiedepresse wird allein noch geübt. Nur wenn die vorhandene Schmiedepresse für die Grösse der Augen nicht ausreicht, nimmt man nach der Formgebung des Auges durch die Presse zur Nacharbeitung durch Dampfhammer seine Zuflucht.

Der Herstellungsvorgang und die Schmiedepresse werden bei der Besprechung des *Ambridge Werkes* ge-

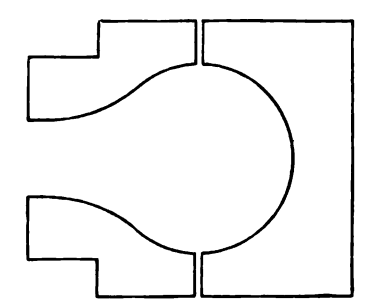


Fig. 25. Gesenkform für die Köpfe von Augenstäben.

nauer beschrieben. Hier mögen nur einige allgemeine Bemerkungen Platz finden.

Das Gesenk für den Augenstabkopf besteht bei den neueren Maschinen aus drei Stücken der in Fig. 25 dargestellten Form. Man bemerke die Lücken zwischen dem Kopfteil und den Halsteilen, die nicht zu vermeiden sind, da die zur Kopfbildung nötige Ueberschusslänge des Stabes nicht ganz genau berücksichtigt werden kann.

Durch diese Lücken tritt das überschüssige Eisen heraus und bildet ohrförmige Ansätze, die gleichzeitig mit dem Lochen des Kopfes abgeschnitten werden.

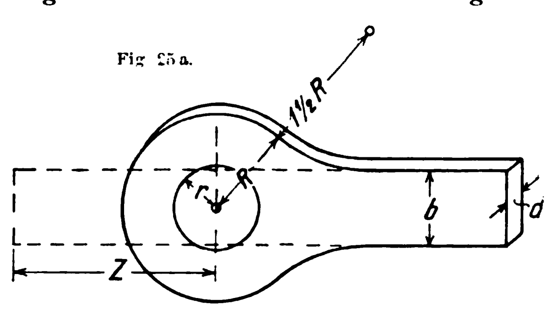
Die Köpfe werden so dimensioniert, dass beim Bruch sicher das Reissen nicht im Auge sondern im Stab eintritt und es hat sich gezeigt, dass ein Querschnitt Ueberschuss von 33—40 v. H. an jeder Stelle des Auges notwendig ist.

Das Monopol für die Herstellung grösserer Augenstäbe ruht jetzt in den Händen der *American Bridge Co.*, so dass die verschiedenen Formgebungen der einzelnen Augenstabwerkstätten für die Köpfe jetzt den auf der Kreisform beruhenden Normalien der *American Bridge Co.* gewichen sind.

Wir können dieselben unter Umwandlung in Metermass einem der Handbücher der Gesellschaft in folgender Tabelle entnehmen.

Augenstabnormalien der American Bridge Co.

Fig. 25a.



b in mm	$d_{min.}$ in mm	R in mm	$r_{max.}$ in mm	Z in mm
51	16	114	44	254
	16	140	70	356
63	19	140	57	279
	19	165	83	356
76	19	178	76	330
	19	203	102	432
102	19	241	108	457
	22	267	133	533
	*25	292	159	686
127	19	292	127	508
	25	330	165	686
152	19	343	140	559
	25	368	165	711
178	25	419	184	711
	*29	444	210	813
203	25	444	178	686
	29	470	203	813
	*32	495	229	914
254	29	559	229	889
	32	597	267	1016
	*35	622	292	1118
305	32	660	254	991
	35	698	292	1143
	*38	737	330	1270
356	35	775	305	1168
	38	825	356	1346
	*41	851	381	1422

Die mit Stern versehenen Stäbe sollen nur, wenn unvermeidlich, gebraucht werden. Augenstäbe sind hydraulisch gepresst und entwickeln bei der Zerreissprobe, wie garantiert, die volle Festigkeit des Flacheisens unter den oben mitgeteilten Bedingungen.

In dieser Tabelle ist, wie in obiger Fig. 25a, b die Stabbreite, d die kleinste Stabdicke, bei der das Material noch das Gesenk gut ausfüllt, R der äussere Kopfdurchmesser, r der grösste Lochdurchmesser, bei dem grössere Festigkeit des Auges als des Mittelteils noch erreicht werden kann, Z der Zuschlag zur theoretischen Stablänge über Mitte Bolzenloch hinaus, der zur Kopfbildung einschliesslich des später erst herausgestanzten Loches nötig ist. Die obigen Maximalwerte für den Lochdurchmesser r bedeuten einen Querschnittsüberschuss in Lochmitte von 33 v. H. bis $r = b$ und von 36 v. H. für $r > b$. Die Stärke des Kopfes ist dabei gleich Stabdicke d oder höchstens gleich $d + 1{,}6$ mm vorausgesetzt.

Bei den mit Stern bezeichneten Stäben fängt das Rotwarmstauchen wegen der im Verhältnis zur Breite grossen Kopf- und Lochdurchmesser schon an, Schwierigkeiten zu verursachen.

Für die Zerreissprobe im Ganzen sind in verschiedenen Werken Maschinen vorhanden. So besitzt die *American Bridge Co.* eine Maschine in dem *Athens Werk* in Athens, Pa. (der früheren *Union Bridge Co.*) von 560 t, eine in Edgemoor von 316 t und eine in Pittsburg von 270 t Zerreisskraft. Ausserdem ist noch bemerkenswert durch Stärke und Genauigkeit die Zerreissmaschine des staatlichen Prüfungsamtes im Watertown Arsenal von 450 t Kraft für 9,15 m lange Stäbe reichend; und die grösste überhaupt bestehende Maschine ist diejenige der *Phoenix Bridge Co.* von 980 t Kraft und einer für 13,7 m lange Stäbe und 15 v. H. Dehnung genügenden Abmessung.[19])

Die Reihenfolge der Behandlung bei der Herstellung der Augen ist die folgende:

Zunächst wird ein Ende des Stabes in einem mit Oel oder Gas erhitzten Ofen zur Kirschrotglut gebracht, sodann in der Schmiedepresse bei den gewöhnlichen Abmessungen einmal, bei den in der Tabelle mit Stern bezeichneten ungünstigen Abmessungen nötigenfalls nach Wiedererhitzung nochmals im Gesenk gepresst und zwar auf etwas grössere Dicke als der Stab. Sodann erfolgt das Durchstanzen des Loches auf einen 25 mm zu kleinen Durchmesser und gleichzeitiges Abschneiden der Quetschnähte und darauf zur Verdichtung des Kopfmaterials und genauer Herstellung der Dicke das Walzen. Nach dem Walzen muss ebenso die andere Seite des Stabes behandelt werden, worauf ein Hochkantkaltrichten des ganzen Stabes in einer Dreistempelpresse notwendig ist und darauf muss der durch alle vorhergegangenen Operationen im Gefüge inhomogen und spröde gewordene Stab ganz allmählich und gleichmässig wieder bis zur Rotglut erhitzt und in einem wärmehaltenden Ofen zum langsamen Abkühlen gebracht werden.

Nach diesem 6 bis 7 Stunden dauernden Ausglühvorgang geschieht noch ein leichtes Ebenrichten der durch das Ausglühen hervorgerufenen etwaigen Verziehungen und schliesslich das gleichzeitige Nachbohren der beiden Bolzenlöcher durch alle zusammengehörigen oder auch sonst gleiche Abmessungen besitzenden Stäbe hindurch, wodurch die so notwendige gleichmässige Anspannung aller Stäbe eines Gliedes in der Brücke gewährleistet ist (Fig. 26).

In bezug auf die Genauigkeit der Ablängung und Ausbohrung mögen noch die Bedingungen, denen sich die *American Bridge Co.* unterwirft, mitgeteilt werden. Sie sind vom Standpunkt des Herstellers geschrieben, enthalten also wohl nur das technisch Erreichbare.

81. Bolzenlöcher sollen vollkommen parallel mit einander und rechtwinklig zur Achse des Stabes gebohrt werden, wenn nicht anders verlangt; und in nicht verstellbaren Stücken ist keine Abweichung grösser als 0,4 mm für jede 6 m in der Länge zwischen den Mittelpunkten der Bolzenlöcher erlaubt.

82. Stäbe, die im Bauwerk nebeneinander zu liegen kommen, sollen bei derselben Temperatur ausgebohrt werden und sollen so genau gleich lang sein, dass nach Aufeinanderlegen die Bolzen durch die Löcher an beiden Enden gleichzeitig ohne Zwängung hindurchgehen.

84. Der Spielraum zwischen Bolzen und Loch soll höchstens 0,8 mm für Bolzen von Querverbänden sein; für Bolzen im Hauptträger darf der Spielraum höchstens 0,5 mm für Bolzen 90 mm Durchmesser betragen, welcher Betrag allmählich auf 0,8 mm für Bolzen von 150 und mehr mm Durchmesser heraufgehen darf.

Die Eigenschaften der durch den oben beschriebenen Arbeitsgang erzeugten Augenstäbe möge man ersehen aus der folgenden Zusammenstellung der Prüfungsergebnisse von Augenstäben recht grosser Abmessung für die 1904 fertiggestellte Monongahelabrücke der Wabasheisenbahn in Pittsburg, die uns von deren Oberingenieuren *Boller* und *Hodge* gütigst überlassen wurde. Die Herstellung geschah auf der neuen Schmiedepresse in Ambridge, die weiter unten

[19]) Phoenix Testing Machine, Engineering News 1879, 28. Dec.

Prüfung von Augenstäben im Ganzen für

Basisches *Siemens-Martin*-Eisen, hergestellt von der *Carnegie Steel Co.* Augenstäbe geschmiedet

Prüfung No.	Hitze No.	Herausgeschnittene Normal-Probestäbe								Chemische Anlalyse				Abmessungen der		
		Ungeglüht				Geglüht										
		Elastizitätsgrenze kg/qcm	Bruchfestigkeit kg/qcm	Dehnung v. H. in 20 cm	Querschnittverminderung v. H.	Elastizitätsgrenze kg/qcm	Bruchfestigkeit kg/qcm	Dehnung in 20 cm v. H.	Querschnittverminderung v. H.	Kupfer v. H.	Phosphor v. H.	Mangan v. H.	Schwefel v. H.	Bezeichnung	Querschnitt cm × cm	Länge zwischen Lochmitten m
276	47 061	3100	5340	24,5	40,1	2630	4830	31,2	55,9	0,25	0,021	0,60	0,028	18 U—19 U N	30,5 × 3,8	7,57
277	34 640	2690	4790	25,0	38,6	2650	4520	24,2	53,9	0,26	0,017	0,50	0,025	6 U—7 U	30,5 × 4,6	7,76
278	31 619	2540	4620	27,5	41,4	2550	4390	32,5	56,1	0,26	0,014	0,47	0,024	6 U—7 U	30,5 × 4,6	7,76
279	31 617	2690	4770	25,0	38,6	2570	4690	31,0	47,8	0,26	0,026	0,57	0,029	5 U—6 U	30,5 × 4,6	7,71
280	47 159	2650	4770	25,0	38,8	2470	4240	36,0	54,5	0,29	0,026	0,55	0,040	5 U—6 U	30,5 × 4,6	7,71
281	36 668	2710	4920	26,0	39,9	2490	4480	30,0	54,9	0,26	0,029	0,60	0,026	4 M—5 U	30,5 × 4,6	13,14
282	35 023	2690	4780	26,5	45,3	2520	4490	27,5	60,1	0,25	0,018	0,58	0,024	7 U—8 U	30,5 × 4,4	12,40
283	34 560	2790	4870	26,2	40,1	2590	4520	27,5	56,1	0,22	0,029	0,54	0,034	8 U—9 U	30,5 × 4,6	12,63
319	47 064	2865	4630	26,2	44,2	2530	4150	35,0	60,3	0,26	0,021	0,60	0,023	6 M—7 U	30,5 × 3,8	13,81
317	47 062	3010	5030	25,0	41,7	2670	4660	30,0	56,0	0,25	0,029	0,57	0,024	1 L—2 M	30,5 × 3,8	12,91
318	38 002	2800	4790	25,5	49,1	2760	4640	31,2	58,5	0,24	0,028	0,45	0,026	5 L—6 M	30,5 × 3,8	13,81
353	47 189	3050	5140	27,5	40,7	2880	4500	31,6	48,2	0,26	0,019	0,60	0,022	22 L—23 L	30,5 × 5,2	7,69
354	47 191	2790	5170	22,5	33,3	2600	4820	27,5	44,0	0,27	0,038	0,59	0,030	23 L—24 L	30,5 × 5,2	7,69
355	47 188	2760	5100	21,2	37,6	2810	4460	26,5	46,9	0,26	0,033	0,60	0,035	20 U—21 M	30,5 × 4,3	12,91
356	47 210	2780	5160	25,0	36,6	2790	4680	27,5	45,7	0,27	0,028	0,60	0,029	21 M—22 L	30,5 × 3,8	12,91
316	47 201	3180	5260	22,5	25,4	2710	4900	26,5	38,1	0,26	0,040	0,60	0,036	11 U—12 U	35,5 × 4,0	3,08
315	31 626	2810	4960	24,2	41,9	2630	4450	27,0	57,0	0,24	0,034	0,59	0,025	11 U—12 U	35,5 × 4,0	3,08
338	47 161	3030	4600	26,0	40,4	2670	4240	29,5	56,9	0,29	0,013	0,50	0,034	9 U—10 U	35,5 × 3,5	13,24
339	47 098	2650	4550	28,7	39,9	2520	4170	32,5	56,3	0,25	0,022	0,51	0,028	9 U—10 U	35,5 × 4,4	13,24
340	47 115	2690	5000	23,5	36,9	2660	4380	30,1	49,8	0,27	0,017	0,58	0,030	9 U—10 U	35,5 × 4,4	13,24
341	47 081	2790	4720	26,2	42,6	2360	4510	25,0	56,8	0,25	0,019	0,44	0,025	14 U—15 U	35,5 × 3,5	12,63
342	47 100	2730	4490	29,7	45,4	2390	3980	34,7	52,1	0,25	0,025	0,46	0,030	15 U—16 U	35,5 × 3,5	12,70
343	47 164	2860	5080	23,0	40,3	3050	4560	30,0	54,0	0,26	0,018	0,60	0,038	12 U—13 U	35,5 × 4,5	13,71
344	47 160	2950	4820	38,5	26,2	2690	4440	52,2	31,5	0,27	0,017	0,63	0,033	10 U—11 U	35,5 × 4,5	14,40

beschrieben werden wird. Es lässt sich annehmen, dass nach Einarbeitung dieser Presse die Augenstäbe noch gleichmässiger ausfallen werden. Die Materialeigenschaften entsprechen den früher in Tab. 2 mitgeteilten Lieferungsbedingungen, die Bezeichnung der Stäbe ergibt sich aus der Benennung der Knotenpunkte, wie auf S. 644 auseinandergesetzt, sonst ist die Tabelle wohl ohne weitere Erklärung zu verstehen. (Fortsetzung folgt.)

Vergleichsversuche mit Eisen- und Stahlwaren auf heissem und elektrolytischem Wege verzinkt.

Gegenstand der Versuche bildeten: Eisen- und Stahlbleche, schmiedeeiserne Gas- und Wasserleitungsrohre, Eisen- und Stahldrähte, englischer, amerikanischer und österr.-ungar. Fabrikation in verzinktem Zustande.

Die heissverzinkten Waren besten Materials sind mir aus den entsprechenden Ländern zugegangen, die elektrolytisch verzinkten beschaffte ich von der Firma *Paul Kollerich & Söhne* in Budapest, von den ungarischen Staatswerken in Zólyom Brezó und von der Drahtfabrik der Firma *Joh. Pengg* in Thörl (Steiermark).

I. Mechanische Versuche.

A. Dachbleche.

1. *Biege- und Falzproben.* Vorerst wurden die Ecken scharf umgebogen, an den Biegestellen mit dem Holzhammer flachgeklopft, hierauf wieder gerade gebogen, glattgeschlagen und genau an derselben Biegestelle in entgegengesetzter Richtung derselbe Vorgang befolgt. — Andere Blechstücke wurden erst einfach, dann doppelt gefalzt.

2. *Verdrehungen.* Bleche in schmale Streifen geschnitten, hierauf in enge Spiralen gedreht.

3. *Dehnproben.* Die Blechstreifen wurden durch mechanischen Zug langsam gedehnt, bis über 10 v. H. der ursprünglichen Länge.

B. Schmiedeeiserne Rohre.

1. *Biegeproben.* $^1/_4$- bis $^5/_4$zöllige Rohre an einem Ende in den Schraubstock geklemmt, der andere Rohrteil scharf um die Klemmbacke gebogen.

2. *Schlagproben.* Die Rohre wurden an den Schweissstellen mit dem Hammer so lange geschlagen, bis sie an diesen Stellen platzten.

3. *Längsschnitte.* Die Rohre wurden der Länge nach aufgesägt, um die innere Verzinkung blosszulegen.



die Monongahelaflussbrücke in Pittsburg.

im *Ambridge-Werk* der *American Bridge Co.* 1903. Geprüft in der *Phoenix-Brückenbauanstalt.*

ganzen Stäbe						Prüfungen im Ganzen								Charakter des Bruches	Bemerkungen
Bolzendurchmesser cm		Kopfdurchmesser cm		Querschnittüberschuss in Kopf		Elastizitätsgrenze	Bruchfestigkeit	Querschnittverminderung	Dehnung						
									in 305 mm	Gemessene		Bolzenlöcher			
A	B	A	B	A v. H.	B v. H.	kg/qcm	kg/qcm	v. H.	v. H.	m	v. H.	A v. H.	B v. H.		
26,7	26,7	67,2	67,2	43,4	43,0	2470	4720	39,7	37,0	7,620	20,6	26,8	21,4	Seidig (silkg) winklig.	Bolzenloch an einem Ende stark gedehnt.
26,7	26,7	67,2	67,2	34,6	39,1	2380	4210	49,6	45,0	7,925	16,0	29,3	28,3	Seidig halb trichterförm.	
26,7	26,7	67,2	67,2	36,4	36,6	2120	3850	49,6	47,0	7,925	19,35	34,8	28,1	70 v. H. seid. trichterförm., 30 v. H. feinkörnig.	
26,7	26,7	67,2	67,2	38,0	40,3	2510	4410	36,1	49,0	7,925	21,5	27,2	28,3	Seidig halb trichterförm.	
26,7	26,7	67,2	67,2	35,2	35,9	2310	4350	47,9	40,0	7,925	13,5	27,6	23,6	70 v. H. seid. trichterförm., 30 v. H. feinkörnig.	
26,7	26,7	67,2	67,2	39,3	35,5	2410	4550	40,3	36,0	11,887	21,0	26,6	24,1	Seidig winklig.	
26,7	26,7	67,2	67,2	40,1	38,4	2200	4430	41,5	41,0	11,278	19,5	23,2	18,4	" "	
30,5	26,7	71,1	67,2	40,6	40,8	2210	3750	—	—	11,278	7,5	—	14,2	100 v. H. grobkörnig.	Im Kopf gerissen.
26,7	26,7	67,2	67,2	39,3	39,4	2470	3960	55,0	53,0	12,802	23,67	32,1	25,4	Seidig trichterförmig.	
30,5	26,7	71,1	67,2	43,0	40,7	2610	4220	59,5	50,0	11,887	17,2	21,4	28,1	" "	
30,5	26,7	71,1	67,2	41,05	38,2	2480	4210	48,7	45,0	12,802	15,2	21,1	30,7	75 v. H. seidig winklig, 25 v. H. feinkörnig.	
22,9	22,9	63,5	63,5	34,83	34,83	2510	4550	—	—	7,925	10,27	—	28,6	Seidig und grobkörnig.	Im Kopf gerissen.
22,9	22,9	63,5	63,5	35,2	35,5	2770	4630	—	—	7,925	9,31	—	22,6	50 v. H. seidig, 50 v. H. grobkörnig.	Im Kopf gerissen.
22,9	26,7	63,5	67,2	36,0	37,4	2510	4570	52,5	40,0	11,887	12,08	38,6	24,0	Seidig winklig.	
22,9	22,9	63,5	63,5	35,2	34,8	2760	4660	47,8	35,0	11,887	15,2	28,4	34,8	" "	
35,5	35,5	83,8	83,8	38,0	37,3	2720	4700	55,0	45,0	2,438	22,5	25,5	28,1	Seidig trichterförmig.	
35,5	35,5	83,8	83,8	33,95	34,3	2580	4380	47,0	44,0	2,438	26,0	36,9	32,3	Seidig winklig.	
26,7	30,5	73,7	78,7	43,7	36,0	2250	3930	46,8	46,0	11,887	18,8	22,6	23,8	Seidig halb trichterförm	
26,7	30,5	73,7	78,7	36,7	43,4	2190	3870	57,6	55,0	11,887	18,7	32,1	21,6	Seidig trichterförmig.	
26,7	30,5	73,7	78,7	33,7	40,3	2370	4220	56,7	42,0	11,887	14,4	31,9	22,6	Seidig halb trichterförm.	
26,7	26,7	73,7	73,7	38,7	38,1	2420	4300	47,1	54,0	11,582	17,8	31,6	33,1	" " "	
26,7	26,7	73,7	73,7	38,4	37,2	2430	3950	55,8	51,0	11,278	18,2	40,7	40,9	Seidig trichterförmig.	
26,7	35,5	73,7	83,8	42,0	41,9	2580	4330	4,0	7,0	12,497	5,97	18,3	16,6	Rechtwinklig, 100 v. H. feinkörnig.	Zurückgewiesen.
26,7	35,5	73,7	83,8	34,3	35,0	2440	4420	49,1	43,0	13,106	13,0	45,4	22,3	40 v. H. seid. winklig, 60 v. H. feinkörnig.	

gez. *Boller & Hodge,* Consulting Engineers,
1 Nassaustr., New-York City.

C. Eisen- und Stahldrähte.

1. *Biegeproben.* Die Drähte, sämtlich 2,5 mm stark, zur fest schliessenden Schlinge rasch und heftig gezogen, die Schlinge geöffnet und in umgekehrter Richtung wieder gezogen, wobei sorgfältig darauf gesehen wurde, dass der Schlingenbug der gleiche bleibt. — Andere Drahtmuster desselben Ringes um einen Draht von gleichem Durchmesser (2,5 mm) in enge Spiralen gewunden.

2. *Verdrehungen,* Die gespannten Drähte wurden um ihre Achse gedreht.

3. *Dehnproben.* Die Drähte wurden durch mechanischen Zug bis über 20 v. H. der ursprünglichen Länge gedehnt.

Das Ergebnis der mechanischen Erprobung ist aus Tab. 1 zu ersehen.

Bemerkung zu den mechanischen Versuchen.

Nach jedem Versuche wurde die Probe kurze Zeit in eine Kupfersulfatlösung getaucht, mit Wasser abgespült und abgewischt, um durch die verkupferten Stellen genau die Grenze der Zinkabbröcklung feststellen zu können.

Bei Rohren wurden Parallelversuche mit schwarzen und verzinkten Rohren gleicher Fabrikation vorgenommen. Hierbei ergab sich, dass die heissverzinkten Rohre — wahrscheinlich infolge rascher Abkühlung nach aufgenommener hoher Temperatur — eine Veränderung des Materials erfahren derart, dass die ursprünglich biegsamen, schmiedeeisernen Rohre gleich dem Gusseisen spröde und brüchig waren, weshalb sie in verzinktem Zustande weder die Biegeproben, noch die Schlagproben ausgehalten haben. — Die Kaltverzinkung hat hingegen die Biegsamkeit des Materials nicht beeinträchtigt.

Die Rohrlängsschnitte legten bei den heissverzinkten Proben bedeutende Mängel der inneren Verzinkung bloss. Diese Mängel waren um so grösser, je geringer der innere Rohrdurchmesser war. Ausser Zinkklümpchen und Streifen wurde kein das Rohrinnere bedeckender Zinkbelag gefunden, während die kaltverzinkten Rohre durchweg auch im Innern tadellosen Zinkbelag aufwiesen.

II. Chemische Versuche.

Die Muster hierzu wurden bei Blechen ganzen Tafeln entnommen, bei Rohren in 15 cm Längen aus der Mitte langer Rohre geschnitten, bei Drähten aus Ringen genommen.

Allgemeine Gesichtspunkte. Die Schnellrostversuche, in der bisher üblichen Weise durch Eintauchen der Proben in konzentrierte Kupfersulfatlösung sowie in normale Schwefelsäurelösung vorgenommen, geben durchweg ein falsches Bild von der Dauerhaftigkeit und Widerstandsfähigkeit verzinkter Waren *atmosphärischen Einflüssen gegenüber.* Sie zeigen nur, in welchem Masse diese Sulfatlösungen das Zink angreifen und auflösen; *da diese Sulfate aber selbst in den geringsten Mengen in der Luft nicht vorkommen,*

Tab. 1.

Ergebnis der mechanischen Versuche.

Warenbezeichnung	Biege- und Falzproben	Verdrehungen	Dehnungen	Schlagproben	Längsschnitte
A Heissverzinkte Bleche	Biegung gut, Rückbiegung: an den Biegestellen Zink abgesprungen. Einfacher Falz gut, Doppelfalz stellenweise zinkfrei.	Weist Abbröckelung auf.	Zink abgesprungen.		
A 1 Elektrolytisch verzinkte Bleche	Biegung und Rückbiegung, Einfach- und Doppelfalz, Zinkbelag fehlerfrei.	Keine Abbröckelung	Zink auch auf den gedehnten Stellen vorhanden.		
B Heissverzinkte Rohre	Halten Biegungen überhaupt nicht aus. Siehe Bemerkung.			Bruchstellen wie beim Gusseisen, Zink springt stellenweise ab	1/4" und 1/2" innen stellenweise nicht verzinkt
B 1 Elektrolytisch verzinkte Rohre	Gebogene Stellen innen und aussen weisen intakten Zinkbelag.			Geht bei den Schweisstellen in gerader Linie auseinander, Zink springt nicht ab.	Gleichmässiger Zinkbelag, im Innern bei allen Abmessungen.
C Heissverzinkte Drähte, gewöhnliches Verfahren	Erste Schlingenbiegung gut, Biegung in die Gerade gut. Bei Rückbiegung teilweise Abbröckelung, ebenso bei den Spiralen.	Zink abgebröckelt	Kein Zink auf den Dehnstellen	Auf den flachgeschlagenen Stellen kein Zink.	
C 1 Heissverzinkte Drähte, Wischverfahren, englische und amerikanische	Biegung und Rückbiegung tadellos, Spiralen stellenweise Zinkbelag abgesprungen.	Zink stellenweise blos abgebröckelt	Auf den Dehnstellen nur stellenweise Zink	Auf den flachgeschlagenen Stellen kein Zink	
C 2 Elektrolytisch verzinkte Drähte	Biegung, Rückbiegung, sowie Spiralwindungen tadellos verzinkt.	Zinkbelag tadellos	Zink auch überall auf den Dehnstellen	Dünner Zinkbelag auf den flachgeschlagenen Stellen	

geben sie auch kein analoges Bild dafür, wie atmosphärische Einflüsse sich auf das verzinkte Eisen korrodierend geltend machen.

Ich war demnach bedacht, die *Versuchsgegenstände solchen Einflüssen auszusetzen, wie sie tatsächlich in der Atmosphäre herrschen*, natürlich unter Verstärkung resp. Verdichtung der darin vorkommenden, eigentlich korrodierenden Mittel, wie: *grössere Temperaturschwankungen, hoher Prozentgehalt von Kohlensäure, schwefliger Säure und Feuchtigkeit.*

Die Anordnung für diese Expositionsversuche zeigt Fig. 1. Die Proben *e* hängen an dem Galgen *C* über der Wasserschale *D*. Beide stehen auf der geschliffenen Glasplatte *B* unter der Glocke *A*, die mit *B* luft- und wasserdicht verkittet ist. Das Ganze steht in dem Gefäss *F* mit Ablasshahn *b*.

In die Glocke *A* wird nacheinander Kohlensäure und schweflige Säure durch den Hahn *a* hineingepumpt und nachdem der Hahn dann geschlossen, das Gefäss *F* abwechselnd mit warmem und kaltem Wasser (Eiswasser) gefüllt, so dass der Einfluss der Niederschläge und der Wärmeschwankungen in erhöhtem Masse auf die Versuchsgegenstände zur Geltung kommt.

Die Wärmeschwankungen bewegten sich bei den Versuchen zwischen 6 und 45° C. und ergaben reichliche Niederschläge auf den Proben.

Die Analyse der in der Glocke *A* eingeschlossenen Luft hat unter anderem bei meinen Versuchen ungefähr

12 v. H. schweflige Säure und
15 v. H. Kohlensäure

aufgewiesen, während der Höchstgehalt der Luft an schwefliger Säure in der Nähe von Essen- und Lokomotivrauch 3 v. H. kaum erreicht und der Normalgehalt der Luft an Kohlensäure 0,03 v. H. ist.

Um auch den üblichen Tauchungen in konzentrierter

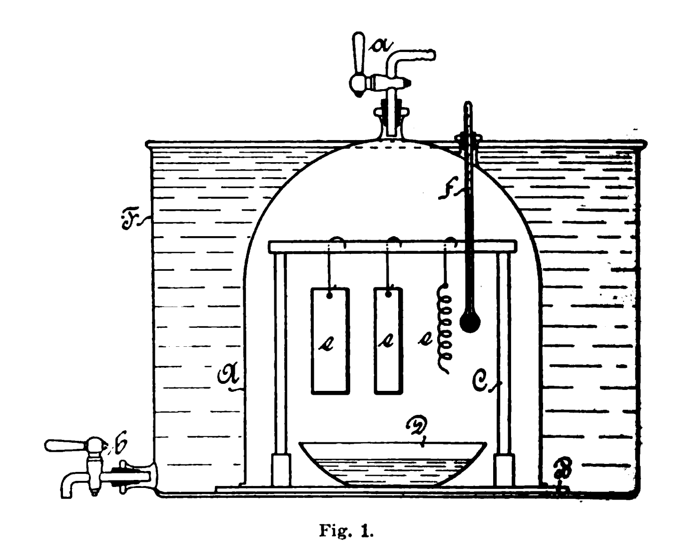


Fig. 1.

Kupfersulfatlösung gerecht zu werden, nahm ich diese vor nicht nur an Proben, die zuvor den Expositionsversuchen unterzogen waren (exponierte Proben), sondern auch an frischen (nicht exponierten) Proben. Das Ergebnis der chemischen Versuche ist aus Tab. 2 zu ersehen.

Tab. 2.

Ergebnisse der chemischen Untersuchung.

Warenbezeichnung	Durchschnittlicher Zinkniederschlag gr.	Nichtexponierte Proben		Exponierte Proben	
		Tauchzeit in Minuten	Bemerkungen	Tauchzeit in Minuten	Bemerkungen
A Heissverzinkte Bleche	120,20 f. d. qm einfache Fläche	6	Nach der Tauchzeit stellenweise noch metallisches Zink und schwarzer Belag	3	Verhalten wie bei der ersten Anmerkung, blos mit dem Unterschiede, dass die schwarzen Belagstellen überwiegen
A 1 Elektrolytisch verzinkte Bleche	73,20 f. d. qm einfache Fläche	4	Nach der Tauchzeit zusammenhängende Zinkhaut, mit Ausnahme der Kanten	$2^1/_2$	Verhalten wie bei der ersten Anmerkung
B Heissverzinkte Rohre	112,60 f. d. qm Fläche	Aussenseite 4,5—5,5 Innenseite $^1/_2$—$1^1/_2$	Innere Tauchzeiten beziehen sich blos aut Rohre von $^3/_4$" aufwärts, die mit geringerem Durchmesser *gar kein* Zink, Klümpchen, oder nach einer halben Tauchung verschwunden	Aussenseite 2 Innenseite 0,0	An der Aussenseite nach der Tauchzeit noch Zink und schwarzer Belag. — Innenseite ausser einzelnen Zinkklümpchen keine Zinkspur
B 1 Elektrolytisch verzinkte Rohre	73,50 f. d. qm Fläche	Aussenseite 5 Innenseite 4	Nach der Tauchzeit stellenweise noch Zink	Aussenseite $3^1/_4$ Innenseite $2^1/_4$	Verhalten wie bei der ersten Anmerkung
C Heissverzinkte Drähte, einfaches Verfahren	37,10 auf 1 kg	4	Nach der Tauchzeit an den Tauchstellen teilweise noch Zink	2	Verhalten wie bei der ersten Anmerkung
C 1 Heissverzinkte Drähte, Wischverfahren	18,70 auf 1 kg	$2^1/_4$	Nach der Tauchzeit an den Tauchstellen teilweise noch Zink	endlos	Gleich nach der ersten Tauchung keine Zinkspur, aber auch keine Kupferhaut selbst nach der sechsten Tauchung
C 2 Elektrolytisch verzinkte Drähte	12,57 auf 1 kg	2	Nach der Tauchzeit an den Tauchstellen teilweise noch Zink	$1^1/_2$	Verhalten wie bei der ersten Anmerkung

Besprechung der Ergebnisse.

Während der Exposition zeigten die heissverzinkten Gegenstände in der Weise Veränderung, dass sie schwarzes Aussehen bekamen. — Die exponierten Gegenstände wurden drei Wochen lang im Fabrikshofe der Luft ausgesetzt: Bei den heiss verzinkten Proben A, B und C fanden an den Stellen, die nach dem Tauchen noch Zinkbelag aufwiesen, Zinkabbröcklungen statt, durch Rosten von innen nach aussen veranlasst. C 1 war schon nach vierzehn Tagen gänzlich verrostet, während die elektrolytisch verzinkten Proben A 1, B 1 und C 2 an den Stellen, wo keine Tauchung stattgefunden hatte, auch nach drei Wochen noch tadellosen Zinkbelag zeigten; dieses Verhalten bestätigt vollkommen die Richtigkeit meines Versuches.

Interessant und lehrreich ist der Vergleich der mit den heiss verzinkten Drähten C 1 ausgeführten Tauchungen an frischen und solchen Proben, die zuvor exponiert waren. Die ersteren waren nach $2^1/_4$ Tauchungen infolge Lösung des Zinküberzuges grösstenteils mit einer Kupferhaut überzogen; bei den exponierten dagegen war das Zink völlig weggefressen, aber ein Rest von Blei und sonstigen Verunreinigungen verblieben, die vom Kupfersulfat nicht angegriffen wurden, an der Luft aber den darunter befindlichen Stahldraht in weiteren vierzehn Tagen vor Verrostung nicht schützen konnten!

Die Lösung der Verzinkung nach $2^1/_4$ Tauchungen in frischem Zustande findet darin Erklärung, dass das Zink im Verein mit dem Blei und den sonstigen Verunreinigungen beim Tauchen in der Sulfatlösung eine elektrochemische Kette bildet, wodurch eben die Lösung des Ueberzuges bewerkstelligt wurde.

Durch diesen typischen Versuch hat sich somit die Wertlosigkeit des Verfahrens, den ausreichenden Schutz gegen atmosphärische Einflüsse durch die übliche Tauchung nachzuweisen, klar herausgestellt.

Zusammenfassung.

Die Ueberlegenheit elektrolytisch verzinkter Eisen- und Stahlwaren den heiss verzinkten gegenüber, sowohl bezüglich des mechanischen Verhaltens als auch gegenüber der Einwirkung der Atmosphärilien wurde überzeugend nachgewiesen.

1. Während bei der Heissverzinkung infolge der unumgänglichen Unreinheit des Zinkes verhältnismässig grosse Zinkmengen verbraucht werden müssen, um Rostsicherheit zu verbürgen, genügt hierzu infolge seiner Reinheit ein viel geringerer Zinkniederschlag, elektrolytisch bewirkt.

2. Die grosse Zinkmenge und die Ungleichmässigkeit des Ueberzuges beim Heissverfahren beeinträchtigen das feste Haften, und da sowohl Bleche, als Rohre und Drähte beim Gebrauch mechanisch beansprucht werden, wobei der Zinküberzug leidet, so findet ein vorzeitiges Rosten der beanspruchten Stellen statt.

In letzterer Zeit versuchte man diesem Mangel durch das sogen. Wischverfahren, besonders bei Drahtverzinkung



zu begegnen. Man sparte dadurch an Zink und erzielte eine grössere Gleichmässigkeit und besseres Haften des Ueberzuges, wie es der Vergleich der Ergebnisse (Tab. 1) für die Proben C und C 1 zeigt, aber sehr auf Kosten der Rostsicherheit, wie die chemischen Versuche (Tab. 2) dargetan haben, wonach die von erstklassigen englischen und amerikanischen Firmen bezogenen Wischdrähte *durchaus keinen Schutz gegen atmosphärische Einflüsse bieten.* Darüber kann auch ihr schönes Aussehen nicht wegtäuschen, und es werden tatsächlich unter den Konsumenten Stimmen laut, die solche Drähte wegen des raschen Rostens ablehnen.

3. Infolge des Gebrauches von Salmiak und Chlorzink bei der Heissverzinkung korrodiert der Ueberzug nach mechanischer Verletzung und die eingeschlossenen Chlorsalze bewirken in solchen Fällen Rosten von innen nach aussen. Dieser Uebelstand bewirkt, wenn sonst die grossen Zinkmengen bei heisser Verzinkung, trotz der darin enthaltenen Unreinheiten, das darunter befindliche Eisen auch für längere Dauer vor Rost schützen würden, vor der Zeit ein Verrosten des Eisens oder Stahls, wiewohl die vorgeschriebene Tauchzeit und Zahl einwandfrei erreicht wird.

Eigentümlich ist der Mangel einer einwandfreien Verzinkung des Rohrinnern gerade bei solchen Rohrabmessungen, die zumeist in Gebrauch kommen. Er ist sehr leicht damit zu erklären, dass die zähe, geschmolzene Zinkmasse das enge Rohrinnere nicht so rasch als notwendig ausfüllen kann; daher das Vorkommen bloss einzelner Streifen und erstarrter Klümpchen. Diese Rohre sind daher im Innern viel rostiger und müssen früher zugrunde gehen als Schwarzrohre, denen das Oxydul-Oxyd wenigstens für einige Zeit Schutz bietet.

Alle diese Mängel kommen bei elektrolytischer Verzinkung in Wegfall, weshalb sie auch den Vorzug vor dem Heissverzinken verdient.

Allerdings ist es auch hierbei nicht gleichgültig, aus welchen Bädern der Zinküberzug niedergeschlagen wurde.

Ich habe elektrolytisch verzinkte Waren zur Untersuchung bekommen, die eine genügend starke Zinkschicht aufwiesen und dennoch sehr rasch rosteten, während ich seit Jahren exponierte elektrolytisch verzinkte Bleche, Rohre und Stacheldrähte besitze, in Grössen, wie solche auf den Markt gebracht werden, die sich noch heute als tadellos verzinkt erweisen.

Eine sorgfältige Untersuchung des Zinkniederschlages verschaffte mir Aufklärung über das verschiedene Verhalten.

Ich fand manchen Niederschlag nahezu chemisch rein; die mit ihm versehene Ware widerstand auch siegreich atmosphärischen Einflüssen. Manche Niederschläge hingegen enthielten Salze eingeschlossen, welche sich als unmittelbare Ursache des frühen Rostens erwiesen.

Es wäre mir ein Leichtes, auf Grund der Befunde eine Reihe von Zinkelektrolyte zu bezeichnen, deren Zinksalz an solche Salze gebunden ist, oder welche Zusätze in Form von Leitsalzen enthalten, die rostsichere Niederschläge nahezu verhindern; allein es könnten — ohne meine Absicht — Besitzer solcher Verfahren meine Ausführungen als persönlichen Angriff ansehen, was ich sorgfältig vermeiden möchte.

Da jedoch das kühle Verhalten der Grossindustrie elektrolytischen Verfahren gegenüber zumeist auf solche Kardinalfehler zurückzuführen ist, gebe ich den betreffenden Fachkollegen ernstlich zu bedenken, ob es nicht an der Zeit wäre, die Niederschläge aus ihren Elektrolyten daraufhin zu untersuchen und bei gleichem Befund in erster Linie diesem Mangel abzuhelfen.

Sie würden damit der elektrochemischen Industrie und nicht in letzter Reihe sich selber einen grossen Dienst erweisen.

Dr. *Ignaz Szirmay.*

Untersuchungen über die Feuerschwindung.

Feuerfeste Massen pflegen sich bei starkem Glühen erheblich zusammenzuziehen. Diese bekannte Erscheinung ist von *Lucas*[1]) an verschiedenen reinen Oxyden durch genaue Messungen verfolgt worden. Er untersuchte Kobaltoxyd, Kaolin (aus *Zettlitz*, sehr rein), Magnesia und Zirkonoxyd.

Die feingepulverte Substanz wurde durch Zusatz von ein wenig Wasser und, wenn nötig, etwas Klebstoff bildsam gemacht und in einer Strangpresse zu Fäden verwandelt. Diese Fäden wurden an der Luft und in der Wärme getrocknet und in kleine Stäbe zerschnitten. Die Grundfläche der Stäbchen wurde mit Schmirgelpapier eben gerichtet und dann die Länge wie die Dicke der Stäbchen mit einem Schraubenmikrometer gemessen.

Zur Erhitzung der Stäbchen diente ein elektrisch heizbarer Platinwiderstandsofen, die Temperatur wurde mit einem *Le Chatelier* Pyrometer gemessen. Für sehr hohe Temperaturen stand ein Kohlenrohrofen und ein Iridiumofen zur Verfügung. Der Kohlenrohrofen bestand aus einem 200 mm langen Kohlenrohr, mit 20 mm äusserem Durchmesser und 3 mm Wandstärke; dies Rohr war von einem Gemisch aus Magnesia und Kohle umgeben und der ganze Ofen mit Asbest bedeckt. Mit diesem Kohlenrohrofen wurden namentlich Versuche mit Magnesia angestellt; die Stäbe wurden, durch ein weiteres Magnesiarohr geschützt, in das Innere des Kohlenrohres eingeführt, das durch den elektrischen Strom zur Weissglut erhitzt wurde. Die Temperatur wurde hier *photometrisch* gemessen, indem vor die Oeffnung des geheizten Rohres ein *Nernst*scher Glühkörper gestellt und dessen Lichtstärke durch Regelung des durchgeleiteten Stromes so lange verändert wurde, bis der glühende Stift scheinbar verschwand. Hält man ein blaues Glas vor das Auge, so lässt dich dieser Punkt gleicher Helligkeit genau bestimmen. Die Stärke des Stromes, der den Glühkörper dann durchfliesst, gibt einen Anhalt für die Höhe der im Kohlenrohr erreichten Temperatur.

Der glühende Stift aus *Nernst*scher Masse strahlte bei 0,09 Ampere Stromstärke 0,71 Hefnerkerzen aus; da seine Fläche 17,6 qmm betrug, entspricht dies 0,040 Kerzen auf den Quadratmillimeter; indem auch für andere Stromstärken die zugehörige Helligkeit bestimmt wurde, ergab sich folgende Aufstellung:

0,040	Kerzen	auf	1	qmm	bei	0,09	Ampere
0,195	„	„	„	„	„	0,13	„
0,31	„	„	„	„	„	0,15	„
0,57	„	„	„	„	„	0,19	„

Die Linie *A* Fig. 1 zeigt den Verlauf dieser Beziehungen. Die Linie *B* stellt ferner nach Versuchen von *Rotmund*[2]) die Kerzen dar, die der schwarze Körper mit steigender Hitze aussendet. Aus dem Vergleich beider Linien ergaben sich folgende Verhältnisse zwischen der Stromstärke und Temperatur im Kohlenrohr:

bei	0,09	Ampere	eine Temperatur	von	1395°	im	Kohlenrohr
„	0,13	„	„	„	1570°	„	„
„	0,15	„	„	„	1625°	„	„
„	0,19	„	„	„	1710°	„	„

Gehen wir nun zu den Versuchen selber über! Es ist be-

[1]) Zeitschr. für physikalische Chemie 1905, **52**, S. 327—342.

[2]) Diese Tabelle ist (nach Messungen von *Lummer* und *Pringsheim*) extrapoliert worden und macht keinen Anspruch auf besondere Genauigkeit.



kannt, dass nicht nur die Höhe der Glut, sondern auch die Schnelligkeit und die Dauer der Erhitzung auf den Grad der Schwindung Einfluss hat. Setzt man den ursprünglichen Durch-

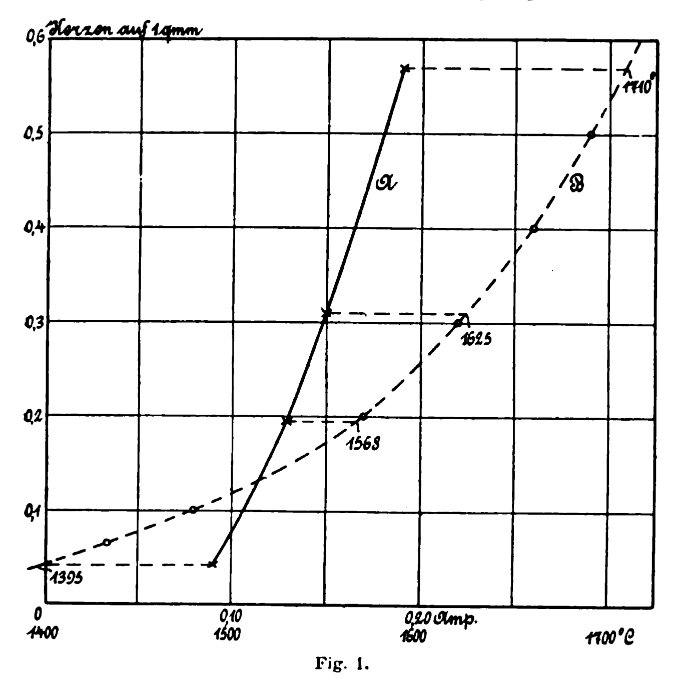


Fig. 1.

messer (etwa 1,4 mm) des Stäbchen = 100, so ergeben sich bei *Kobaltoxyd* für rasche und für langsame Erhitzung in Mittel folgende Unterschiede:

Temperatur	I	II
700°	95,9	97,7
800°	90,4	94,7
900°	87,4	91,8
1000°	86,3	90,2
1100°	84,0	87,8
1200°	81,6	85,2
1300°	78,9	81,5

Die unter I verzeichneten Werte des Durchmessers wurden erhalten, indem die Stäbchen sofort der Ofentemperatur ausgesetzt und darin 10 Minuten belassen wurden, während bei II die Temperatur langsam (in 10 Minuten um 100°) gesteigert wurde. Es zeigt sich, dass die Schwindung bei langsamer Erhitzung geringer ist, ferner dass der Unterschied bis zu etwa 950° zunimmt, wo er ungefähr 4 v. H. beträgt. Bei höheren Hitzegraden nimmt der Unterschied zwischen rascher und langsamer Erwärmung wieder ab (bei sehr hohen Temperaturen verschwindet er).

Vergleicht man mit der Abnahme des Durchmessers die Schwindung in der Längsrichtung des Stabes, so ergibt sich letztere stets als geringer. Setzt man wieder den ursprünglichen Durchmesser und die ursprüngliche Länge[3]) (nach dreistündigem Erhitzen auf 235°) = 100, so ergibt sich für *Kaolin* (ohne Klebstoff angerührt):

Temperatur Grad	Dauer der Erhitzung	Länge cm	Durchmesser cm
235	3 Stunden	100	100
700	10 Minuten	99,1	98,8
990	„	96,4	95,8
1000	„	96,1	95,1
1100	„	93,5	91,7
1175	„	89,7	85,6
1220	„	88,1	82,4
1260	„	87,1	80,7

Der Unterschied der Schwindung wird in den beiden Richtungen um so grösser, je höher die Temperatur steigt. Wie beim Kobaltoxyd tritt auch beim Kaolin eine Verzögerung des Schwindens zwischen 900 und 1000° ein, über 1000° eine Beschleunigung.

Fig. 2 zeigt den Zusammenhang zwischen Länge und Temperatur in Form einer Kurve. Ueber 1000° fällt die Kurve steil ab; bei 1250° liegt die Kurve nach rechts um. Ueber 1260 konnten keine Messungen angestellt werden, weil der Kaolin zu weich wurde.

Bei *Magnesia* und *Zirkonoxyd* konnten die Beobachtungen bis zu weit höherer Temperatur geführt werden:

Magnesia		*Zirkonoxyd*		
Temperatur Grad	Länge	Temperatur Grad	Länge cm	Brenndauer
1000	88,5	Lufttrocken	100	—
1100	88,3	110	99,4	1 Stunde
1200	85,8	650	98,2	15 Minuten
1300	78,7	750	96,7	„
1425	68,5	840	94,4	„
1565	64,6	950	90,8	„
1730	64,5	1040	86,6	„
		1170	82,1	10 Minuten
		1220	80,9	„
		1275	80,2	„
		1330	78,7	„
		1950	73,8	—

Was den Einfluss der *Brenndauer* anlangt, so ziehen sich die Stäbe unter der Einwirkung der Hitze zunächst schnell zusammen, erfahren dann aber nur noch eine verhältnismässig geringe Aenderung bei gleich gehaltener Temperatur. Erhitzte man dasselbe Magnesiastäbchen wiederholt und verschieden lange Zeit auf dieselbe Temperatur, so erhielt man in drei Versuchsreihen die in umstehender Tabelle angegebenen Werte.

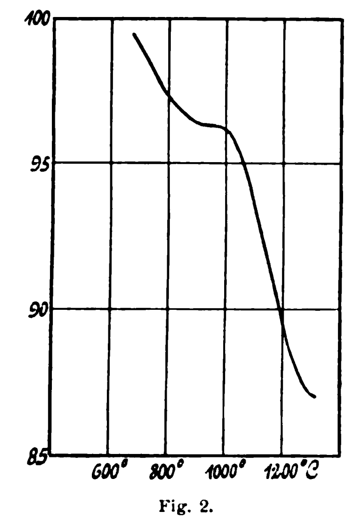


Fig. 2.

Während also eine Brenndauer von 62 Minuten bei 1170° die Länge eines Kaolinstäbchens um 19,6 v. H. verminderte, wurde sie durch eine gesamte Brenndauer von 817 Minuten nur um 0,7 v. H. weiter verkürzt. Die Abhängigkeit der Schwindung von der Zeit, während der die Masse auf einer bestimmten Temperatur gehalten wurde, lässt sich durch eine logarithmische Gleichung gut wiedergeben.

Ist ein Stab sehr lange bei 1000° gebrannt worden, so ist sein Schwindungsvermögen für 1100° geringer geworden; diese Unterschiede verschwinden bei sehr hohen Temperaturen, wie schon früher erwähnt wurde.

Infolge der Schwindung erhöht sich die Festigkeit des Gefüges. Um einen Einblick zu gewinnen, in welchem Masse die Festigkeit mit steigender Temperatur wächst, wurden bei verschiedenen Temperaturen gebrannte Stäbe auf ihre Bruchfestigkeit geprüft. Der zu untersuchende Stab wurde auf zwei Stahlschneiden gelegt, die einen Abstand von 0,70 cm von einander hatten. In der Mitte des Stabes wurde ein kleiner Stahlanker eingehakt, an dessen unterem Ende eine Stahlfeder befestigt war. Die Feder wurde durch Anziehen soweit gestreckt, bis der Stab brach. Vorher war die Feder durch Anhängen von verschiedenen Gewichten geeicht worden.

Die folgende Tabelle zeigt die Ergebnisse für Kobaltoxyd und Kaolin:

[3]) Die Länge der Stäbchen betrug etwa 2 cm.

Magnesia

I			II			III		
Temperatur Grad	Zeitdauer Minuten	Durchmesser cm	Temperatur Grad	Zeitdauer Minuten	Durchmesser cm	Temperatur Grad	Zeitdauer Minuten	Durchmesser cm
210	—	100	210	—	100	210	—	100
910	3	92,3	1000	3	89,5	1100	4	85,5
900	4	91,7	1000	5	88,5	1100	4	85,2
900	14	91,1	1000	10	88,4	1100	10	84,75
900	19	90,9	1000	20	88,1	1100	20	84,75
900	17	90,4	1000	22	87,9			

Kaolin.

I			II			III			IV		
Temperatur Grad	Zeitdauer Minuten	Durchm. cm	Temperatur Grad	Zeitdauer Minuten	Durchm. cm	Temperatur Grad	Zeitdauer Minuten	Durchm. cm	Temperatur Grad	Zeitdauer Minuten	Durchm. cm
240	—	100	240	—	100	240	—	100	ungebrannt	—	100
1100	5	94,3	1200	4	84,7	1300	5	78,3	1170	62	80,4
1100	8	93,2	1200	6	82,4	1300	4	78,1	1170	84	80,3
1100	16	91,6	1200	10,5	81,4	1300	10	77,5	1170	183	80,0
1100	20	90,3	1200	10	81,2	1333	10	77,5	1170	141	80,0
1000	18	89,7	1200	14,5	81,0				1170	129	79,7
1100	40	88,9							1170	228	79,7
1100	30	88,4							insgesamt	817	

Die Kaolin- und Kobaltoxydstäbe hatten die gleichen Abmessungen und waren unter gleichen Verhältnissen gebrannt worden, indem sie langsam (100° in 10 Minuten) auf die frag-

Brenn-temperatur Grad	*Bruchfestigkeit*	
	Kobaltoxyd	Kaolin
600	—	150
700	10	230
800	10	330
900	55	410
1000	130	500
1100	210	635
1200	245	1210
1300	375	1530

liche Temperatur gebracht und dann der Endhitze 10 Minuten lang ausgesetzt wurden. Die Zahlen für die Bruchfestigkeit sind das Mittel aus je drei Versuchen.

Wie lässt sich nun erklären, dass diese besprochenen Körper durch Erhitzen eine so starke Schrumpfung erfahren? Die Antwort lautet, dass alle diese Körper sehr *porös* sind und dass ihre *Hohlräume* durch das Glühen verkleinert werden.

Der Inhalt dieser Hohlräume wurde aus dem Wasseraufnahmevermögen in bekannter Weise ermittelt. Die poröse Masse wurde unter Wasser gebracht und mit der Luftpumpe die Luft aus den Poren ausgetrieben; dann wurde wieder Atmosphärendruck hergestellt, so dass sich die Poren mit Wasser füllten. Die Gewichtszunahme des Körpers ergab sein Hohlvolumen.

Für einen bei 1000° gebrannten Kaolinstab, dessen Raumverdrängung (äusseres Volumen) 0,831 ccm betrug, ergab sich derart das Hohlvolumen zu 0,322 ccm (= 39 v. H. des Gesamtvolumen); bei höherer Brennhitze nahm das Hohlvolumen und das äussere Volumen (aus Länge und Querschnitt berechnet, dieses Stabes folgendermassen ab:

Temperatur Grad	Aeusseres Volumen	Hohl-volumen	Abnahme des äusseren Volumens	Abnahme des Hohl-volumens
1000	0,831	0,322		
1100	0,793	0,287	0,038	0,036
1200	0,627	0,138	0,204	0,185
1250	0,589	0,086	0,242	0,236
1320	0,564	0,061	0,267	0,261

Die Uebereinstimmung der Endwerte in den beiden letzten Spalte zeigt, dass die Grösse der Schwindung durch die Grösse der Porosität bedingt wird.

Durch das Erhitzen wird der schwindende Körper in einen Zustand versetzt, der ihn befähigt, Spannungskräften zu folgen die seine Oberfläche zu verkleinern streben; seine innere Reibung wird durch Temperaturerhöhung stetig vermindert. Solche stetige Abnahme der inneren Reibung zeigen nur *amorphe* (nicht krystallinische Stoffe. Umgekehrt kann man also folgern, dass nur amorphe Stoffe Feuerschwindung zeigen.

Diese Behauptung lässt sich an dem Zettlitzer Kaolin prüfen, weil er bei gewöhnlicher Temperatur Krystallwasser besitzt (seine Formel ist $Al_2O_3 \cdot 2\,SiO_3 \cdot 2\,H_2O$). Erhitzt man diesen Ton, so zeigt er bis 400° nur eine sehr geringe Gewichtsabnahme; zwischen 400° und 500° aber nimmt sein Gewicht rasch um etwa 12 v. H. ab. Andererseits setzt auch die Schwindung erst bei etwa 500° merklich ein:

Temperatur Grad	Brenndauer	Länge des Stabes cm
Lufttrocken	8 Tage	100,00
130	2 Stunden	100,00
180	2 "	99,95
260	2 "	99,90
400	1/2 "	99,95
520	1/2 "	99,21
700	1/2 "	98,60

Die Schwindung tritt also erst ein, wenn der Kaolin sein Krystallwasser und damit die Krystallform verloren hat.

Arndt.

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.



DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.
86. Jahrg., Bd. 320, Heft 48. Berlin, 2. Dezember 1905.
Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Zur Theorie der Dampfdrosselung in den Einlasskanälen der Dampfmaschinen.[1)]

Von Ing. **Adolf Langrod**, Wien.

Um sich ein klares Bild über die verwickelten Vorgänge, die sich auf dem Wege des Dampfes vom Schieberkasten bis zum Dampfzylinder und in letzterem abspielen, zu verschaffen, betrachten wir folgenden einfachen Fall.

Denken wir uns eine, links (Fig. 1) an ein grosses Dampfgefäss angeschlossene *Laval*-Düse, die rechts in einen Zylinder ausläuft (s. Fig. 1).

Es werden bezeichnet:

die Querschnitte mit F,
die Drücke mit p,
die spez. Volumina mit v,
die Geschwindigkeiten mit w.

Die Zeiger *0*, *1* und *2* entsprechen beziehungsweise dem Gefässinnern, dem kleinsten Querschnitte und der zylindrischen Verlängerung der Düse.

Der aus dem Ausflussgefässe ausströmende Dampf wird als trocken gesättigt, seine Zustandsänderung in der

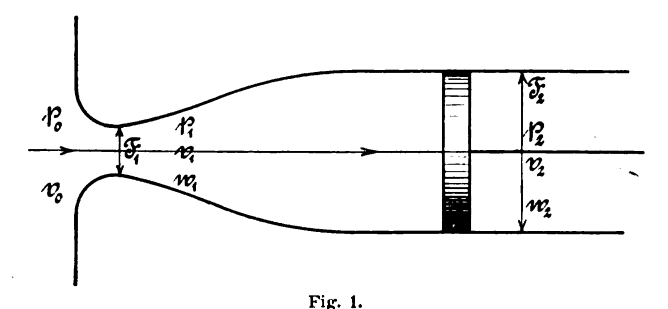


Fig. 1.

Düse adiabatisch und die Zustandsgleichung in der von *Zeuner* angenäherten Form . . . $p\,v^k =$ konstant . . . angenommen.

Der Druck im Ausflussgefässe soll während der Ausströmung unveränderlich bleiben.

Sehen wir von Strömungswiderständen ab, so entsprechen infolge der Umkehrbarkeit des ganzen Prozesses, so lange die Ausflussgeschwindigkeit des Dampfes an der engsten Stelle kleiner als die Schallgeschwindigkeit ist, gleichen Querschnitten vor und nach der engsten Stelle gleiche Dampfzustände. Der Expansion des Dampfes bis zu der engsten Stelle folgt von da an eine Kompression auf den in der zylindrischen Düsenverlängerung herrschenden Druck. Der rechts von der engsten Stelle sich in der Düse abspielende Prozess ist eine Umkehrung des sich links abspielenden Prozesses.

Die betrachtete Erscheinung ist ganz analog derjenigen eines Stromes tropfbarer Flüssigkeit in der oben angegebenen Düse und lässt sich gut durch die graphische Darstellung Fig. 2 überblicken.

Diese Darstellung, in welcher die Querschnitte als Abszissen und die Drücke als Ordinaten gewählt wurden,

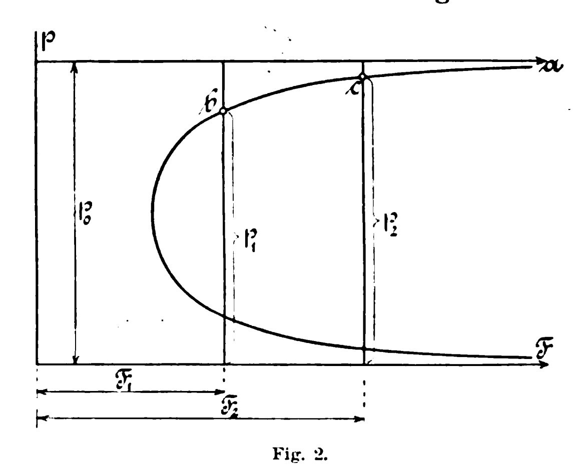


Fig. 2.

entspricht der adiabatischen Expansion des Dampfes für den betrachteten Fall.

Die Gleichung dieser Adiabate lautet:

$$\left(\frac{F}{F_2}\right)^2 = \frac{\left(\frac{p_2}{p_0}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_0}\right)^{\frac{k+1}{k}}}{\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 1)$$

Der Dampfströmung vom Ausflussgefässe bis zur engsten Stelle entspricht der Kurventeil vom unendlich fernen Punkte a bis zum Punkte b; von da an kehrt sich der Prozess um und daher wird auch die Adiabate in Fig. 2 in entgegengesetzter Richtung durchlaufen, also von b bis c.

Der Vorgang bei der Strömung einer tropfbaren Flüssigkeit ist ganz dem obigen ähnlich, nur sieht die ($F\,p$)-Kurve anders aus (s. Fig. 3) entsprechend der Gleichung

$$\left(\frac{F}{F_2}\right)^2 = \frac{p_0 - p_2}{p_0 - p}.$$

Diese Darstellung der Dampfströmung in der *Laval*-Düse, für den Fall, dass die Dampfgeschwindigkeit in dem kleinsten Düsenquerschnitte kleiner als die Schall-

[1)] Zu diesem Artikel bin ich durch die Arbeiten von *Gutermuth*, „Mitteilung. über Forschungsarbeiten", Heft 19, und *Bloess*, „Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing." 1905, No. 17, angeregt worden. Ich betrachte jedoch den Gegenstand von einem anderen Gesichtspunkte aus und bin ich auch zu anderen Resultaten gelangt.

geschwindigkeit ist, stimmt mit der von *Stodola*[2]) gegebenen im Prinzip überein.

Zeuner[3]) nahm an, dass der Dampf in unserem Falle schon in dem kleinsten Düsenquerschnitte den äusseren

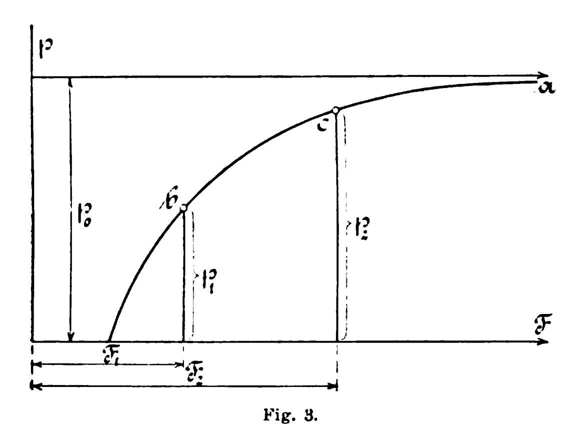


Fig. 3.

Druck erreichen würde. Auf dieser Annahme basieren die in der ersten Anmerkung genannten Arbeiten von *Gutermuth* und *Bloess*.

So nahe es auch scheinbar lag, aus dem Vergleiche der Dampfströmung mit der Strömung tropfbarer Flüssigkeiten Aufklärung über den behandelten Strömungsvorgang zu verschaffen, so haben uns diese doch erst die Versuche von *Stodola*[2]) und *Büchner*[4]) gebracht.[5])

Für die Geschwindigkeit an der engsten Stelle gilt folgende Gleichung:

$$w_1{}^2 = \frac{2\,g\,k}{k-1}\,p_0\,v_0\left[1-\left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] \quad . \; . \; . \; 2)$$

Diese Geschwindigkeit wird beim kritischen Druckverhältnisse

$$\left(\frac{p_1}{p_0}\right) = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; 3)$$

zur Schallgeschwindigkeit

$$w_1{}^2 = \frac{2\,g\,k}{k+1}\,p_0\,v_0 \quad . \; . \; . \; . \; . \; 4)$$

Die Geschwindigkeit in der zylindrischen Düsenverlängerung erhalten wir aus der Kontinuitätsgleichung

$$\frac{F_1\,w_1}{v_1} = \frac{F_2\,w_2}{v_2}$$

und es ergibt sich, wenn wir das Querschnittsverhältnis $\frac{F_1}{F_2} = n$ setzen,

$$w_2 = n\,\frac{v_2}{v_1}\,w_1$$

oder, da

$$\frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{k}}$$

ist,

$$w_2 = n\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{k}} w_1 \quad . \; . \; . \; . \; . \; 5)$$

Bezeichnen wir mit w_d, p_d und v_d die Geschwindigkeit, den Druck und das spez. Volumen des Dampfes im Zylinder für den Fall, dass an der engsten Düsenstelle gerade die Schallgeschwindigkeit erreicht wurde, so ergibt sich aus den Gleichungen 3), 4) und 5)

$$w_d = \frac{n\sqrt{\frac{2\,g\,k}{k+1}\,p_0\,v_0}}{\left(\frac{p_d}{p_0}\right)^{\frac{1}{k}}\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}}} \quad . \; . \; . \; . \; 6)$$

Das Druckverhältnis $\frac{p_d}{p_0}$ bestimmt sich aus Gleichung 1), nachdem für $\left(\frac{p_1}{p_0}\right)$ das kritische Druckverhältnis aus Gleichung 3) eingesetzt wurde,

$$n^2 = \frac{2}{k-1}\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k-1}{n-1}}\left[\left(\frac{p_d}{p_0}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_d}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] \; . \quad 7)$$

Bezeichnen wir mit D das einen Düsenquerschnitt in der Zeiteinheit durchströmende Dampfgewicht, so ist

$$D = \frac{F_1\,w_1}{v_1}.$$

Da an der engsten Stelle der Düse keine höhere Geschwindigkeit als die Schallgeschwindigkeit herrschen kann, so erhalten wir für das maximale in der Zeiteinheit die Düse durchströmende Dampfgewicht, das wir mit D_d bezeichnen wollen, den Wert

$$D_d = F_1\sqrt{g\,k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k-1}{k-1}} . \frac{p_0}{v_0}} \quad . \; . \; 8)$$

Denken wir uns jetzt in dem zylindrischen Düsenteile einen beweglichen Kolben. An dem Strömungsprozesse wird sich dadurch so lange nichts ändern, als die Kolbengeschwindigkeit c gleich der Dampfgeschwindigkeit w_2 ist. Wird die Kolbengeschwindigkeit c grösser als die aus Gleichung 6) bestimmte Dampfgeschwindigkeit w_d, so kann der Dampf dem Kolben nicht folgen. Es tritt weniger Dampf in den Zylinder ein, als zur Erhaltung des Druckes p_d notwendig wäre, und es findet daher eine Expansion des Dampfes statt.

Denken wir uns unter der zylindrischen Düsenverlängerung den Dampfzylinder einer Dampfmaschine, unter der *Laval*-Düse selbst den Einlasskanal und unter dem Ausflussgefäss den Schieberkasten, so ergibt sich aus unserer Betrachtung, dass *die Dampfdrosselung erst dann anfängt, wenn an der engsten Einlasstelle der Dampf die Schallgeschwindigkeit erreicht.*

In der Einströmkurve des Indikatordiagrammes können wir demnach zwei Teile unterscheiden:[6]) von der Totlage bis zum Drosselungsanfang und von da an bis zum Füllungsschluss. Den ersten Teil erhalten wir aus der Bedingung, dass die Kolbengeschwindigkeit c gleich der Dampfgeschwindigkeit w_2 sein muss. Es gilt daher:

$$c = \sqrt{\frac{2\,g\,k}{k-1}\,p_0\,v_0\left[1-\left(\frac{p_2}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} \quad . \; . \; 9)$$

Da die Kolbengeschwindigkeit für jede Maschine als Funktion des Kolbenweges bestimmbar ist, so lässt sich für jede Kolbenstellung das Druckverhältnis $\left(\frac{p_2}{p_0}\right)$ aus Gleichung 9) berechnen. Die so erhaltene Kurve wird so lange fortgesetzt, bis das Druckverhältnis $\frac{p_2}{p_0} = \frac{p_d}{p_0}$ nach Gleichung 7), bezw. die Kolbengeschwindigkeit $c = w^d$ nach Gleichung 6) für den Drosselungsanfang erreicht

---

[2]) „Die Dampfturbinen", Berlin, 1905, III. Auflage, S. 53. In der I. und II. Auflage erklärt *Stodola* den Vorgang wesentlich anders.

[3]) *Zeuner*, „Mechanische Wärmetheorie", 1901, 2. Bd.

[4]) *Büchner*, „Mitteilungen über Forschungsarbeiten", Berlin, Heft 18.

[5]) Eine von mir verfasste, eingehende Untersuchung der Dampfströmung in dem uns hier interessierenden Falle (siehe „Zeitschr. des österr. Ing.- und Arch.-Vereins", 1905, S. 580).

[6]) Wenn beim Hubanfang der Druck im schädlichen Raum gleich dem Druck im Schieberkasten angenommen wird. Letzterer wird als unveränderlich vorausgesetzt.

wird. Von da an beginnt der zweite Teil der Einströmungskurve, nämlich die Drosselungskurve. Der Anfangspunkt dieser Kurve wird am besten festgestellt, indem man in ein Geschwindigkeits—Weg—Diagramm, in welchem die Abszissen die Kolbenwege und die Ordinaten die Geschwindigkeiten darstellen, die Kurve für die Kolbengeschwindigkeiten und jene für die Drosselungsgeschwindigkeiten w_d (nach Gleichung 6) einzeichnet. Der Schnittpunkt beider Kurven gibt die Kolbenlage für den Drosselungsanfang an. Hierbei ist zu bemerken, dass das in Gleichung 6) auftretende und mit n bezeichnete Verhältnis der Kanaleröffnung zur Kolbenfläche für jede Steuerung als Funktion des Kolbenweges gegeben ist.

Die Drosselungskurve selbst wird auf folgende Weise bestimmt:

Während der Drosselung strömt in den Dampfzylinder in der Zeiteinheit die mit D_d bezeichnete und aus Gleichung 8) bestimmbare Dampfmenge, daher in der Zeit dt die Menge

$$d D = D_d \,.\, dt = F_1 \sqrt{g k \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k-1}{k-1}} \,.\, \frac{p_0}{v_0}} \,.\, dt.$$

Wird der um die Länge des auf die Kolbenfläche reduzierten schädlichen Raumes vermehrte Kolbenweg mit s bezeichnet, so ist

$$dt = \frac{ds}{c};$$

daher

$$d D = \sqrt{g k \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k-1}{k-1}} \,.\, \frac{p_0}{v_0}} \,.\, \frac{F_1}{c} \,.\, ds.$$

Nimmt s beim Drosselungsanfang den Wert s_d an, so gibt der Ausdruck

$$F_2\, s_d + v_d \int_{s_d}^{s} \frac{D_d}{c}\, ds$$

das Volumen des bei der Kolbenlage s im Dampfzylinder sich befindenden Dampfes für den Druck p_d an. Das wirkliche Dampfvolumen ist aber für die Kolbenlage s:

$$F \,.\, s.$$

Nehmen wir die für die Expansion des Dampfes im Dampfzylinder durchwegs angewendete Zustandsgleichung

$$p\, v = \text{konstant}$$

an, so ergibt sich

$$\frac{F \,.\, s}{F s_d + v_d \sqrt{g k \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} \,.\, \frac{p_0}{v_0}} \int_{s_d}^{s} \frac{F_1}{c}\, ds} = \frac{p_d}{p} \qquad 10)$$

Da sowohl der Kanaleröffnungsquerschnitt F_1, wie auch die Kolbengeschwindigkeit c als Funktionen des Kolbenweges gegeben sind, so lässt sich das Integral im Nenner der Gleichung 10) entweder analytisch oder für verschiedene Kolbenlagen graphisch durch Quadratur bestimmen.

Die Gleichung 10) gibt uns die Drosselungskurve an.

Unterziehen wir jetzt die erhaltenen Ergebnisse einer Besprechung und wenden wir uns zunächst dem ersten Teil der Einströmungskurve zu.

Aus Gleichung 9) ergibt sich

$$\left(\frac{p_2}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} = 1 - \frac{c^2}{\frac{2 g k}{k-1}\, p_0 v_0}.$$

Da für den trocken-gesättigten Dampf

$$p\, v^{1 \cdot 0646} = 1 \cdot 775 \; [p \text{ in kg/qcm und } v \text{ in ccm}] \quad . \quad 11)$$

und

$$k = 1 \cdot 135$$

ist, so gilt

$$\left(\frac{p_2}{p_0}\right)^{0 \cdot 119} = 1 - \frac{c^2}{2{,}827{,}000\, p_0^{0 \cdot 06}} \; [p \text{ in kg/qcm}; \; c \text{ in m}] \quad . \quad . \quad 12)$$

Das Druckverhältnis $\frac{p_2}{p_0}$ hängt demnach nur wenig vom Drucke p_0 im Schieberkasten ab. Setzen wir $p_0 = 10$ kg/qcm, so ergibt sich

$$\left(\frac{p_2}{p_0}\right)^{0 \cdot 119} = 1 - 0 \cdot 00000031\, c^2 \; [c \text{ in m}] \quad . \quad 12^*)$$

Diese Gleichung lehrt uns, dass der Spannungsabfall, bei gebräuchlichen Kolbengeschwindigkeiten, während der Einströmung bis zum Drosselungsanfange ein ganz geringer ist und dass daher $\left(\frac{p_2}{p_0}\right) = 1$ und demnach auch $\left(\frac{p_d}{p_0}\right) = 1$ gesetzt werden kann.

Aus Gleichung 6) ergibt sich nach Einsetzung der Werte für k, g und unter Berücksichtigung der Gleichung 11) und des Umstandes, dass $\left(\frac{p_d}{p_0}\right) = 1$ gesetzt werden kann,

$$w_d = 260\, n\, p_0^{0 \cdot 03} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 13)$$

Die Drosselungsgeschwindigkeit ist demnach nur sehr wenig abhängig von dem Schieberkastendrucke p_0.

Setzen wir $p_0 = 10$ kg/qcm, so lautet Gleichung 13):

$$w_d = 278 \cdot 7\, n \; [\text{in m}] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 13^*)$$

Bezeichnen wir mit c_m die mittlere Kolbengeschwindigkeit, mit m die Anzahl der Kurbelumdrehungen i. d. Minute, mit r den Kurbelradius und mit α den von der Kurbel von der Totlage aus beschriebenen Winkel; ferner sollen $F_{1\,max}$ bezw. n_{max} die grösste Kanaleröffnung bezw. das grösste Querschnittsverhältnis n bedeuten.

Gewöhnlich wird folgende Beziehung eingehalten:

$$\frac{F_{1\,max}}{F_2} = n_{max} = \frac{c_1}{30}.$$

Daher ergibt sich aus Gleichung 13*)

$$\frac{w_d}{c_m} = 9 \cdot 29\, \frac{n}{n_{max}} = 9 \cdot 29\, \frac{F_1}{F_{1\,max}} \quad . \quad . \quad 14)$$

Da

$$c \backsim \frac{\pi\, n}{30}\, r \sin \alpha,$$

und

$$c_m = \frac{r\, n}{15},$$

so ist

$$\frac{c}{c_m} \cong \frac{\pi}{2} \sin \alpha.$$

Dieses Verhältnis $\frac{c}{c_m}$ wird für $\alpha = 90^0$ ein Maximum und zwar

$$\left(\frac{c}{c_m}\right)_{max} \cong \frac{\pi}{2} = 1 \cdot 57.$$

Das Verhältnis $\frac{w_d}{c_m}$ kann nicht grösser als $\left(\frac{c}{c_m}\right)_{max}$ werden, deshalb muss nach Gleichung 14) $\frac{F_1}{F_{1\,max}}$ kleiner als $\frac{1}{9 \cdot 29} \,.\, \left(\frac{c}{c_m}\right)_{max}$ sein oder es muss

$$\frac{F_{1\,max}}{F_1} > 5 \cdot 9$$

sein.

Es folgt daraus, dass die Kanaleröffnung für den Anfang der Drosselung gewöhnlich kleiner als der sechste Teil der maximalen Kanaleröffnung ist. Aus Gleichung 10) folgt ferner, dass die Drosselungskurve oberhalb der vom Punkte mit den Koordinaten s_d, p_0 gezeichneten Hyperbel liegen wird.

Diese Betrachtung zeigt uns, dass, infolge der Kolbengeschwindigkeit, vor der Drosselung kaum ein nennenswerter Druckabfall stattfindet. Dieser Druckabfall ist auch während der durch ungenügende Kanaleröffnung unmittelbar verursachten Drosselung kein bedeutender. Wenn uns die Praxis einen grösseren Druckabfall dennoch aufweist, und zwar während der ganzen Einströmzeit, so ist die Ursache noch in anderen Umständen zu suchen. Da wären vor allem die Veränderlichkeit des Druckes im Schieberkasten und die Strömungswiderstände zu nennen; auch sind die betrachteten Vorgänge durchaus keine feststehenden, als welche sie teilweise angenommen wurden. Alle diese Umstände, die voneinander abhängig sind, bedürfen noch eingehender, rechnerischer und experimenteller Verfolgung.

Allgemeines von der Verwendung der Dampfüberhitzung bei Land- und Schiffsbetrieben.

Von Ingenieur **Jens Rude**, Chemnitz.

Als vor nunmehr schon 50 Jahren *Hirn* die Vorteile der Ueberhitzung des Dampfes erkannte, stand der Maschinenbau noch nicht auf einer Höhe, um diese Vorteile verwirklichen zu können. Die ersten Versuche, die Dampfüberhitzung in die Praxis einzuführen, waren daher ohne Erfolg. Später wandte sich zunächst das Interesse der Dampfmaschinenkonstrukteure anderen Aufgaben zu, zu denen vornehmlich die Verteilung der Expansion des Dampfes auf mehrere Zylinder gehört. Erst nach der endgültigen Lösung dieser Aufgaben entsann man sich wieder der Anregung *Hirn*s. Inzwischen waren durch die Konstruktion der Stopfbüchsen mit Metalliederung und durch die Einführung der hohen Temperaturen widerstehenden Mineralöle auch die Schwierigkeiten beseitigt, welche sich ursprünglich der Verwendung der Dampfüberhitzung in den Weg stellten.

Als Vorteile des überhitzten Dampfes gegenüber dem gesättigten sind hauptsächlich zwei zu bezeichnen, die hier kurz erwähnt sein mögen. Zunächst besitzt der überhitzte Dampf ein geringeres spezifisches Gewicht als der gesättigte Dampf, so dass die Gewichtseinheit der ersteren Dampfart ein grösseres Volumen hat und deshalb eine grössere mechanische Arbeit zu leisten vermag als die gleiche Gewichtsmenge gesättigten Dampfes. Den grösseren Nutzen gewährt aber der überhitzte Dampf infolge des Umstandes, dass durch die Ueberhitzung die Niederschläge beim Eintritt des Dampfes in den Zylinder der Dampfmaschine erheblich vermindert werden.

Für Dampfturbinen kommt von den ersten beiden vorerwähnten Vorteilen durch Ueberhitzung nur der erstere in Betracht. An Stelle des zweiten Vorteiles, die Verminderung der Eintrittkondensation, tritt bei Dampfturbinen die vorteilhafte Eigenschaft, dass der Arbeitsverlust, welcher durch die Reibung zwischen dem mit enormer Geschwindigkeit sich drehenden Turbinenrad und dem umgebenden Dampf entsteht, die sogenannte Leerlaufarbeit der Turbine, durch die Vergasung d. h. die Ueberhitzung des Dampfes eine beträchtliche Verminderung erfährt.

Was die Höhe der Ueberhitzung betrifft, so gilt sowohl für Kolbendampfmaschinen als für Dampfturbinen, dass der günstige Einfluss der Ueberhitzung auf den Kohlenverbrauch um so grösser wird, je höher die Dampftemperatur ist. Die Grenze, die hier durch die Rücksicht auf die Sicherheit der Betriebes gesetzt wird, liegt für Dampfturbinen und für Kolbenmaschinen verschieden hoch. Für die Dampfturbinen, die keine auf einander gleitenden Teile besitzen, kann die Temperatur zu jeder erreichbaren Höhe gesteigert werden. Eine Grenze wird hier nur durch den Ueberhitzer selbst geboten und seine Fähigkeit, ohne Gefährdung des Betriebes die hohen Temperaturen zu erzeugen. Bei den Kolbenmaschinen ist hinsichtlich des Ueberhitzungsgrades zu unterscheiden zwischen Maschinen, die ursprünglich mit gesättigtem Dampf gearbeitet haben, und solchen, die von vornherein für den Betrieb mit überhitztem Dampf bestimmt sind. Bei jenen können naturgemäss aus Rücksicht auf die Kesselanlage und auf die Maschine selbst nur mässige Ueberhitzung in Frage kommen, also Temperaturen bis etwa 250°, während bei Anlagen, wo sowohl bei der Konstruktion des Kessels und vor allem der der Maschine auf die hohen Temperaturen gebührende Rücksicht genommen wurde, weit höhere Ueberhitzungsgrade angewendet werden können. Für Dampfanlagen letzterer Art sind erfahrungsgemäss Temperaturen von 300° bis 360° an der Maschine ohne Zweifel noch zulässig.

Wenn auch die zuletzt genannten Temperaturen sachgemässe und zuverlässige Ueberwachung vorausgesetzt, als vollkommen betriebssicher gelten können, so ist die Zahl der neu angelegten Betriebe, welche mit diesen hohen Ueberhitzungsgraden arbeiten, verhältnismässig gering. Forscht man nach den Gründen zu dieser Erscheinung, so sind sie wohl hauptsächlich in der Befürchtung zu erblicken, dass die Sicherheit des Betriebes durch die hohen Temperaturen leichter gefährdet werden könne. Es sind tatsächlich im Laufe der Jahre verschiedene Fälle vorgekommen, die diese Auffassung als berechtigt erscheinen lassen, und die wenig geeignet sind, der starken Dampfüberhitzung Freunde zu gewinnen. Es ist nicht in Abrede zu stellen, dass die Ueberhitzeranlage an sich, namentlich aber, wenn hohe Ueberhitzungsgrade in Frage kommen, ein neues Glied bedeutet, welches unter den vielen anderen eines Dampfbetriebes ganz besonders der Ueberwachung bedarf und unter Umständen zu unliebsamen Störungen Anlass geben kann. Durch eine Unachtsamkeit seitens des Personals kann es leicht geschehen, dass die Temperatur des Dampfes die für die Maschine betriebssichere Grenze überschreitet. Und es ist nicht zu leugnen, dass die Möglichkeit solcher Fälle, die für den Betrieb höchst verhängnisvoll werden können, vorliegt, solange man in dieser Hinsicht nur auf die Umsicht und Achtsamkeit des Ueberwachungspersonals angewiesen ist.

Hieraus erklärt sich die vorsichtige Haltung der interessierten Kreise der Praxis gegenüber der hohen Ueberhitzung, eine Haltung, in der sie dadurch noch bestärkt werden, dass selbst ausführende Firmen davon abraten, Temperaturen zu wählen, die in der Nähe der betriebssicheren Grenze liegen.

Es wird seitens der Freunde der starken Ueberhitzung

hiergegen geltend gemacht, dass Temperaturschwankungen bei Ueberhitzern während des Betriebes nur in geringem Masse möglich sind. Es besitzen nämlich die Ueberhitzer wie bekannt die Eigenschaft, dass sie in bezug auf Dampftemperatur im regelmässigen Betrieb bis zum gewissen Grade selbstregulierend sind. Diese Eigenschaft rührt daher, dass bei allen Dampfkesseln innerhalb der gebräuchlichen Anstrengungsgrade angenäherte Proportionalität zwischen Rostbeanspruchung und Kesselleistung, beziehungsweise zwischen Rauchgasmenge und Dampfmenge besteht. Für die Selbstregulierung des Ueberhitzers ist allerdings dabei Voraussetzung, dass sämtliche Rauchgase an dem Ueberhitzer vorüberströmen. Es wird daher eine Kesselanlage mit Ueberhitzer bei geringer und bei hoher Beanspruchung nur wenig verschiedene Dampftemperaturen erzeugen. Unerwartete Temperatursteigerungen können aber trotzdem bei plötzlichen Betriebsschwankungen oder während des Anheizens des Kessels entstehen.

Es liegt nahe, dass man unter diesen Umständen versucht hat, mechanische Vorrichtungen zu erfinden, welche die Temperatur des Dampfes selbsttätig regulieren, oder welche wie eine Art Sicherheitsvorrichtung übermässige Temperatursteigerungen verhindern. Solche Apparate sind wohl konstruiert und auch ausgeführt worden, ohne dass indessen von ihnen gesagt werden kann, dass sie bisher die ihnen gestellte Aufgabe befriedigend gelöst haben. Es hat fast den Anschein, als ob die Verwendung der hohen Ueberhitzungsgrade in der Praxis nicht eher allgemein werden wird, bis solche zuverlässig wirkende Sicherheitsvorrichtungen zur Verhütung betriebsgefährlicher Temperatursteigerungen vorliegen. Einstweilen werden deshalb die meisten, welche in die Lage kommen, sich Ueberhitzer anzulegen, es sich mit mässigen und mittleren Ueberhitzungsgraden genügen lassen.

Die Feststellung der betriebssicheren Grenztemperatur geschah bisher hauptsächlich mit Rücksicht auf die Dampfmaschine. Ob aber diese Grenze auch für die Ueberhitzeranlage selbst massgebend ist, ist noch nicht ganz entschieden. Diese Frage wird Bedeutung erlangen, wenn man beginnt, Dampfturbinen mit Dampf von hoher Ueberhitzung zu betreiben. Da die Dampfturbinen, wie erwähnt, im Dampfraume keine auf einander gleitenden Teile besitzen, so wird in diesem Falle nur die Rücksicht auf den Ueberhitzer selbst und die Temperaturen, die er ohne vorzeitige Schäden zu erleiden, vertragen kann, massgebend sein.

Es ist in diesem Zusammenhang nicht ohne Interesse auf die Erfahrungen zu verweisen, die in dieser Hinsicht mit dem bekannten Dampfmotorwagen von *Serpollet* gemacht worden sind. Bei dem Kessel dieses Motorwagens wird bekanntlich das Speisewasser in ein System von engen Rohren eingespritzt, welches unmittelbar über dem Feuerherd liegt, und in dem Dampf von einem Druck von über 50 at und von einer Temperatur von mehr als 400^0 erzeugt wird. Obgleich dabei die Rohre bis zur Glut erhitzt sind, soll sich dieser Dampferzeuger unter den schwierigen Betriebsverhältnissen eines Motorwagens ausgezeichnet bewährt haben.

Während bei ortsfesten Anlagen und bei Lokomotiven die Ueberhitzung des Dampfes festen Fuss gefasst hat, ist dies dagegen bei Schiffsanlagen nicht der Fall. Wohl hat es an Versuchen, die Vorteile der Dampfüberhitzung auch den Schiffsbetrieben dienstbar zu machen, nicht gefehlt. Aber bislang ohne rechten Erfolg. Dabei handelt es sich für die Schiffsbetriebe um eine Sache von sehr grosser Wichtigkeit, da ja die Schiffe, wie die Lokomotiven, ihre Kohle selbst mit sich führen müssen. Die Gründe, die gegen die Einführung der Ueberhitzung sprechen, müssen also schwerwiegend sein. Sie sind verschiedene und zumeist in den eigenartigen Betriebsverhältnissen an Bord begründet.

Der wichtigste Einwand, der gegen die Ueberhitzung im Schiffsbetrieb erhoben wird, ist der, dass eine Dampfmaschine, wenn mit überhitztem Dampf betrieben, in der Regel eine reichlichere Schmierung der Zylinder erfordert, als beim Betrieb mit Sattdampf. Für den Schiffsbetrieb aber, wo das im Oberflächenkondensator erhaltene Niederschlagwasser wieder zur Speisung der Kessel verwendet wird, ist es aus Rücksicht auf die Erhaltung der Kessel eine Sache von grösster Wichtigkeit, dass das Kondensat so rein gewonnen wird wie möglich und vor allem frei von Oel ist. Denn, wie bekannt, kann ölhaltiges Speisewasser sehr leicht zu Zerstörung der Kessel führen. Untersuchungen über diesen Punkt haben ergeben, dass selbst eine dünne Oelhaut auf der Heizfläche über dem Feuerraum genügen kann, um gefährliche Wärmestauungen, beziehungsweise Temperaturerhöhungen in der Blechwand hervorzurufen. Der Vorschlag, zur Reinigung des Kondensates Dampfentöler zu verwenden, dürfte auf wenig Beifall rechnen, da es schwerlich derartige Apparate geben kann, welche auf die Dauer und ohne Unterbrechungen die Dampfmengen, welche hier in Frage kommen, zur Zufriedenheit reinigen könnten.

Als ein weiteres Moment gegen die Einführung wenigstens von hoher Ueberhitzung in die Schiffsbetriebe dürften noch die plötzlichen Belastungsschwankungen angesehen werden, die während der Manöverierung des Schiffes, unvermeidlich sind.

Während das Vorstehende sich auf alle seegehenden Schiffe beziehen dürfte, machen sich bei grösseren Schiffen mit modernen Maschin- und Kesselanlagen und namentlich bei Kriegsschiffen bezüglich der Dampfüberhitzung besondere Umstände geltend. Man hat es sich in solchen modernen Schiffsbetrieben von jeher angelegen sein lassen, mit möglichst trockenem Dampf zu arbeiten. Als geeignetes Mittel hat sich hierzu die Drosselung des Dampfes erwiesen. Man erzeugt den Dampf in den Kesseln unter sehr hohem Druck, etwa 20 at, und lässt ihn unterwegs zur Maschine mittels Reduzierventile auf den Druck im Schieberkasten, etwa 13 bis 15 at, drosseln. Bei der Drosselung findet erstens eine sehr wirksame Abscheidung des mitgerissenen Kesselwassers statt und wahrscheinlich ausserdem noch eine geringe Ueberhitzung. Dieses Mittel zur Erlangung von trocknem Dampf hat sich in bezug auf die Dampfökonomie als sehr wirksam erwiesen. Es ist als eine Art Notbehelf an Stelle der Ueberhitzung anzusehen und hat den Vorteil, der namentlich bei Schiffsbetrieben ins Gewicht fällt, dass es mit weit einfacheren Mitteln als jene zu erreichen ist.[1])

Es kommt hier noch hinzu, dass eine gewisse Unsicherheit hinsichtlich des Wertes der Dampfüberhitzung bei Verwendung von den in modernen Schiffsbetrieben üblichen hohen Dampfspannungen noch besteht. Obgleich die gegenwärtige Kenntnis hierüber kein bestimmtes Urteil zulässt, scheint doch in den interessierten Kreisen zur Zeit noch die Ansicht vorzuherrschen, dass die Dampfüberhitzung bei Verwendung hoher Spannungen eher entbehrlich ist.

Die vorstehenden Ausführungen über die Anwendung der Dampfüberhitzung in Schiffsbetrieben hat nur für Betriebe mit Kolbendampfmaschinen Geltung. Bei Dampfturbinenbetrieben liegen die Verhältnisse für die Ueberhitzung wesentlich günstiger. Infolge des Fehlens von aufeinander gleitenden Teilen im Inneren der Turbine fällt das Schmieren und folglich auch die Verunreinigung des

---

[1]) Die Drosselung des Dampfes hat aus den gleichen Gründen früher, ehe noch die Dampfüberhitzung allgemein wurde, wie bekannt, auch bei Landbetrieben Verwendung gefunden und ist, nebenbei bemerkt, oft das Rettungsmittel bei Abnahmeversuchen an Dampfmaschinen gewesen, um geleistete Dampfverbrauchsgarantien einzuhalten.

Dampfes durch das Schmieröl weg; der Dampfniederschlag kommt also hier unter allen Umständen vollständig ölfrei in den Kessel zurück. Bei Schiffsbetrieben mit Dampfturbinen steht daher in dieser Hinsicht der Dampfüberhitzung nichts entgegen.

Dieser Vorzug der Dampfturbine gegenüber der Kolbenmaschine wird bei dem gegenwärtigen Ringen dieser beiden Maschinengattungen um die Vorherrschaft im modernen Schiffsbetrieb besonders dann von Bedeutung sein, wenn es gelingen sollte, den Nachweis zu erbringen, dass die hohe Ueberhitzung für die Oekonomie der Dampfturbine von dem gleichen günstigen Einfluss ist, wie bei der Kolbenmaschine.

Zum Schluss soll noch bemerkt werden, dass im Schiffsbetrieb, wo das Gewicht von Maschine und Kessel eine so bedeutsame Rolle spielt, durch die Anwendung der Dampfüberhitzung auch an Gewicht gespart wird, dadurch nämlich, dass infolge des geringeren Dampfverbrauches weniger Kessel gebraucht werden.

In Anbetracht der unbestrittenen Vorteile der Dampfüberhitzung verdient daher die Frage nach der Verwendung derselben wenigstens in Schiffsbetrieben mit Dampfturbinen ernstlich in den Kreis der Erwägung gezogen zu werden. Nach der Kenntnis des Verfassers ist für die bisher erbauten und in Auftrag gegebenen englischen Turbinenschiffe allerdings keine Dampfüberhitzung vorgesehen. Dieser Umstand allein dürfte aber, da die Ueberhitzung für englische Verhältnisse im allgemeinen nicht den Wert hat wie für deutsche, die deutschen Erbauer davon nicht abhalten, ihre Turbinendampfer mit Dampfüberhitzung auszustatten.

Die Kraftmaschinen und Dampfkessel auf der Weltausstellung in Lüttich 1905.

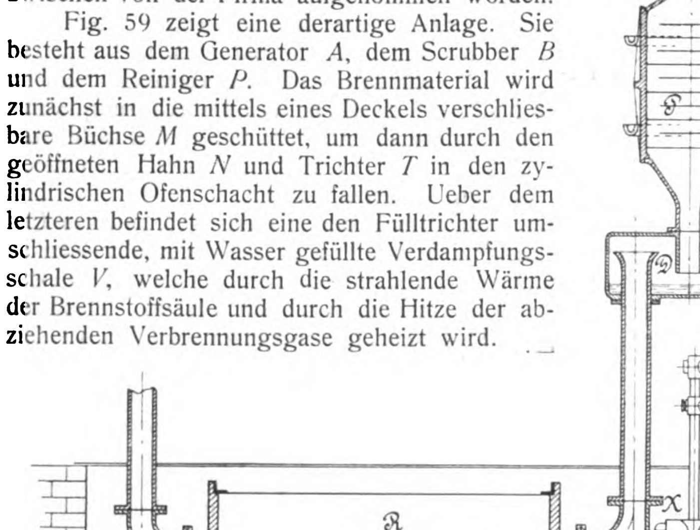
Von **Fr. Freytag,** Chemnitz.

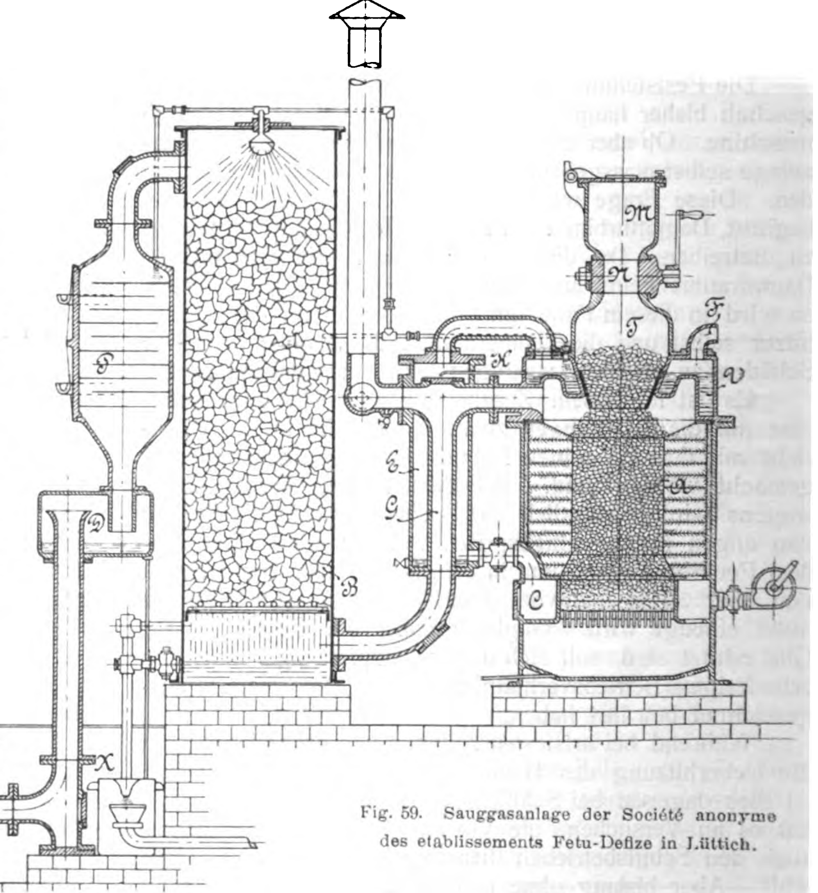
(Fortsetzung von S. 726 d. Bd.)

10. Société anonyme des etablissements Fetu-Defize in Lüttich.

Die Firma, welche den Bau von *Otto*-Motoren in der Ausführung der *Gasmotoren-Fabrik Deutz* für Belgien in Händen hat, brachte eine grössere Zahl Gas- und Erdölmotoren zur Ausstellung. Ueber diese Motoren ist schonverschiedentlich berichtet worden (s. z. B. Mitteilungen des Verfassers über: „Die Gaskraftmaschinen auf der II. Kraft- und Arbeitsmaschinen-Ausstellung zu München 1898" in D. p. J. 1899, Bd. **311**, S. 37 u. ff). Seitdem haben diese Motoren zumeist nur unwesentliche Verbesserungen erfahren.

Auch der Bau von Sauggasanlagen ist inzwischen von der Firma aufgenommen worden. Fig. 59 zeigt eine derartige Anlage. Sie besteht aus dem Generator *A*, dem Scrubber *B* und dem Reiniger *P*. Das Brennmaterial wird zunächst in die mittels eines Deckels verschliesbare Büchse *M* geschüttet, um dann durch den geöffneten Hahn *N* und Trichter *T* in den zylindrischen Ofenschacht zu fallen. Ueber dem letzteren befindet sich eine den Fülltrichter umschliessende, mit Wasser gefüllte Verdampfungsschale *V*, welche durch die strahlende Wärme der Brennstoffsäule und durch die Hitze der abziehenden Verbrennungsgase geheizt wird.





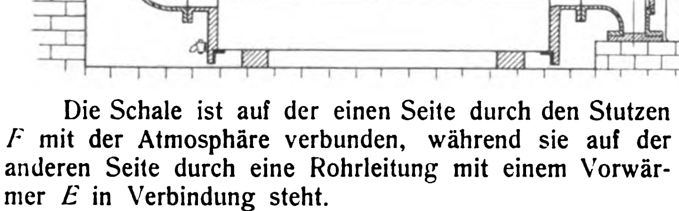


Fig. 59. Sauggasanlage der Société anonyme des etablissements Fetu-Defize in Lüttich.

Die Schale ist auf der einen Seite durch den Stutzen *F* mit der Atmosphäre verbunden, während sie auf der anderen Seite durch eine Rohrleitung mit einem Vorwärmer *E* in Verbindung steht.

Bei jedem Saughub des Motors tritt Luft von aussen in die Verdampfungsschale ein, streicht über den heissen Wasserspiegel, reichert sich hier infolge Verdunstung des Wassers mit Wasserdämpfen an und tritt samt diesen in den Vorwärmer, wo sie sich in Berührung mit den heissen Wandungen des Gasabzugrohres *G* erwärmt, von da in einen den Feuerraum umgebenden Ueberhitzer *C* und schliesslich unter den Rost.

Der Wasserspiegel in der Schale wird durch beständigen Wasserzufluss aus einer Rohrleitung dauernd aufrecht erhalten; das überfliessende Wasser tritt durch ein enges Rohr *K* in den Vorwärmer, von hier in den Ueberhitzer und den Aschenkasten, wo ein Teil desselben verdampft und damit sowohl zur weiteren Anreicherung der

Luft mit Wasserdampf, als auch zur Kühlung des Kessels beiträgt, während das nicht verdampfte Wasser durch ein in den Aschenkasten einmündendes Rohr dem Sammelbehälter zufliesst. Das im oberen Teile des Generators abgesaugte Gas strömt durch das inmitten des Vorwärmers angeordnete Rohr *G* und gibt an das dieses umspülende Gemisch von Luft und Dampf bereits einen grossen Teil seiner Wärme ab, tritt sodann abgekühlt in den unteren, mit Wasser angefüllten Teil des Scrubbers, um mitgeführten Kohlenstaub abzulagern, und hierauf durch die nasse Kokssäule des Scrubbers, sowie — behufs Entfernung teerhaltiger Beimengungen — durch einen Reiniger *P* in eine zweite Wasservorlage *D*, schliesslich durch einen kleinen Gastopf *R* in die nach dem Motor führende Leitung.

Der Reiniger besteht aus einem Gehäuse mit entsprechend angeordneten siebartigen Scheiben, die von Wasser bespült werden.

Zum Ingangsetzen der Anlage dient ein Ventilator, der nach Oeffnen eines in die Windleitung eingeschalteten Hahnes angelassen wird.

Behufs Reinigung der Gasrohre sind dieselben an den in betracht kommenden Stellen mit durch Deckel verschlossenen Oeffnungen versehen.

11. Gasmotoren-Fabrik A.-G. Cöln-Ehrenfeld vorm. C. Schmitz in Cöln-Ehrenfeld.

Es sind in der Maschinenhalle zwei Sauggasmotorenanlagen von 16 und 50 PS, ferner ein 3 PS-Motor, System *Otto*, für wahlfreien Leuchtgas- und Benzinbetrieb mit anmontierter Wasserpumpe von 4 cbm Leistung zur Schau gestellt.

Fig. 60 zeigt die äussere Ansicht der von der Firma für Leistungen von 16 bis 300 PS gebauten Motoren.

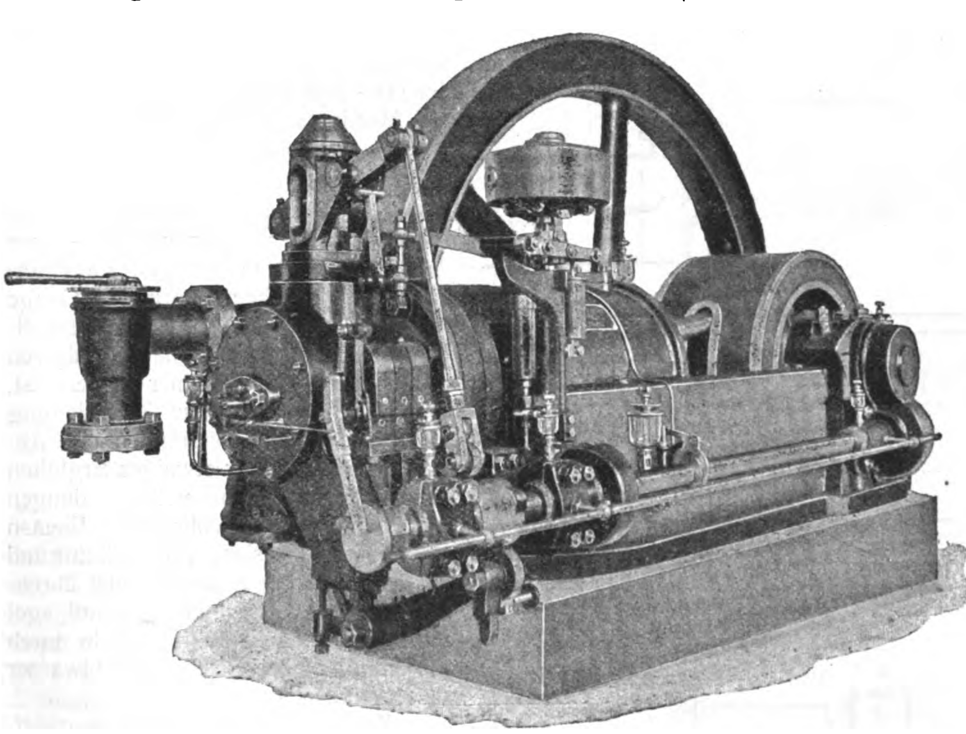


Fig. 60. Gasmotor der A.-G. vorm. C. Schmitz in Cöln-Ehrenfeld.

In den als Hohlrahmen ausgebildeten, bis zum angesetzten Zylinderkopf vollständig auf dem Fundament aufliegenden Lagerbock tritt die Luft an der Schwungradseite ein und wird durch Zwischenschaltung eines Rohrkrümmers unmittelbar dem Mischventil des Zylinderkopfes zugeführt.

Der aus Hartguss hergestellte Arbeitszylinder ist in den Lagerbock derart eingesetzt, dass er sich bei eintretenden Erwärmungen frei ausdehnen kann.

Die aus Stahl gefertigte Kurbelwelle ruht in drei Lagern — den beiden Rahmenlagern und einem Aussenlager. Sämtliche Lager haben Schalen aus Phosphorbronze und Ringschmierung mit sichtbarem Oelstand.

Der Federregulator, Patent *Hartung*, verstellt, wie

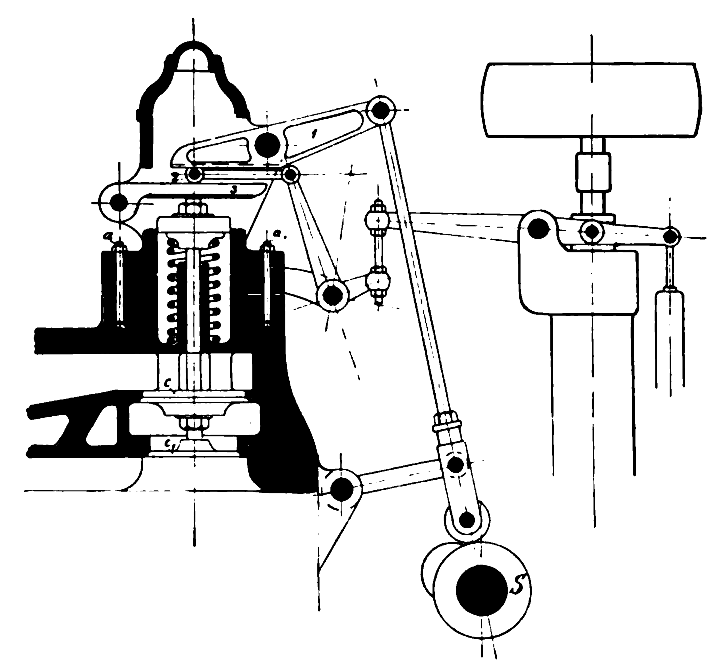


Fig. 61. Steuerung zum Gasmotor der A.-G. vorm. C. Schmitz in Cöln-Ehrenfeld.

Fig. 61 erkennen lässt, je nach der Geschwindigkeit der Maschine, mittels Winkelhebels usw., die in einer Stange gelagerte Regulierwelle *2* derart, dass der fest gelagerte, mittels Rollenhebels von der Nockenscheibe *S* der Steuerwelle betätigte Einströmhebel *1* mit einer grösseren oder geringeren Hebellänge auf den ebenfalls fest gelagerten Druckhebel *3* wirkt, somit die auf gemeinschaftlicher Spindel sitzenden Kegel des Gas- und Mischventils c bezw. c_1 entsprechende Hubbewegungen ausführen.

Dadurch wird erreicht, dass ein in der Zusammensetzung stets gleichbleibendes Ladungsgemisch in grösserer oder geringerer Menge in den Zylinder eintritt.

Nach Lösen der Befestigungsschrauben a, a_1 lässt sich das vereinigte Gas- und Mischventil ohne weiteres aus dem Zylinderkopf herausnehmen.

Die Umdrehungszahlen des ausgellten 16 und 50 PS-Motors betragen normal 190 bezw. 200 i. d. Minute. Durch Einwirkung auf die Regulatorfeder kann die normale Umdrehungszahl während des Betriebes um ± 5 v. H. verstellt werden.

Die Sauggasanlage besteht aus dem mit feuerfesten Steinen ausgekleideten Generator, einem behufs Erwärmung der eingesaugten Luft und Mischung derselben mit Wasserdampf dienenden Verdampfer und einem Reiniger, aus dem das von staubigen Bestandteilen befreite und auf seine Verbrauchstemperatur abgekühlte Gas in ein Sammelgefäss, hierauf in die anschliessende, zum Motor führende Leitung gelangt.

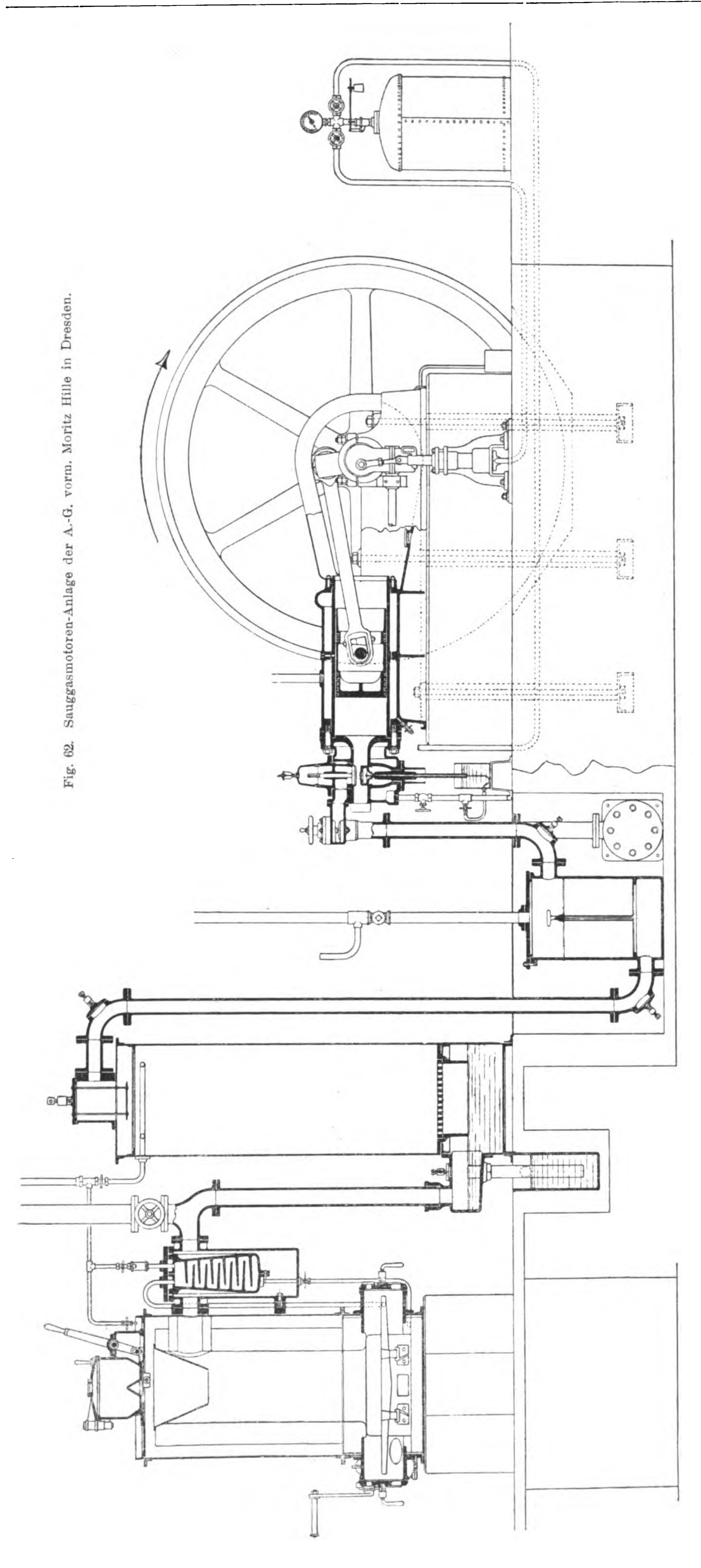


Fig. 62. Sauggasmotoren-Anlage der A.-G. vorm. Moritz Hille in Dresden.

12. Dresdner Gasmotoren-Fabrik, A.-G., vormals Moritz Hille in Dresden.

Der liegend angeordnete Motor von 30 PS Nennleistung — bei 190 minutlichen Umdrehungen — hat 358 mm Zylinderdurchmesser und 450 mm Hub; er ist mitsamt der zur Erzeugung des Betriebsmittels dienenden Sauggasanlage in Fig. 62 dargestellt.

In den mit dem Wassermantel aus einem Stück gegossenen, in seiner ganzen Länge auf dem Fundament aufruhenden Maschinenrahmen ist die aus Spezialguss hergestellte Laufbüchse auswechselbar eingesetzt und, wie auch gleichzeitig der Ventilkopf, mittels Schraubenbolzen am Rahmen befestigt.

Die Steuerung der übereinander liegenden Ventile für das Ladungsgemisch bezw. den Austritt der Verbrennungsgase geschieht zwangläufig mittels Nocken einer durch Schraubenräder von der Kurbelwelle aus angetriebenen Steuerwelle.

Zur Regelung der Geschwindigkeit dient ein Federregulator, der je eine Drosselklappe im Gas- und Luftzuführungsrohr der Belastung des Motors entsprechend einstellt, derart, dass beim Anwachsen der letzteren ein immer gasreicheres Gemisch in den Zylinder tritt und umgekehrt. Bei plötzlicher Entlastung des Motors sperrt der Regulator die Gaszufuhr ab und öffnet den Luftkanal vollständig, so dass der Motor nicht durchgehen kann. Das Einstellen der Gas- und Luftventile geschieht mittels Handräder und Spindeln.

Die Zündung erfolgt durch einen Magnet-Induktor mit verstärkten Magneten; die Abreissvorrichtung ist zur Erzielung von Spätzündungen — beim Anlassen des Motors — und von Frühzündungen — beim normalen Gange desselben — mittels Exzenters verstellbar gemacht. Der Zündflansch, dessen Zündstift mittels Glimmer isoliert ist, wird durch eine eigene Zweigleitung gekühlt, um ein Festbrennen des Abschlägers sowie ein etwaiges Erglühen des letzteren und damit Selbstzündungen der Ladung auszuschliessen. Ebenso ist auch das Auslassventil gekühlt und zu dem Zwecke dessen Spindel durchbohrt, sowie der eigentliche Ventilkegel hohl gedreht, um das mittels Rohr durch die Ventilspindel geleitete Kühlwasser durchströmen zu lassen.

Zur Verminderung des Kompressionsdruckes — beim Anlassen des Motors — ist die Rolle des Auspuffhebels verschiebbar angeordnet, so dass sie in diesem Falle noch von einem kleinen Hilfsnocken der Steuerwelle getroffen wird.

Das Anlassen selbst erfolgt durch Pressluft von 12 Atmosphären Spannung, die mittels einer unmittelbar an der Maschinenkurbel angeschlossenen

kleinen Luftpumpe mit ausschaltbarem Kolben in einem Behälter aufgespeichert wird.

Ein von der Steuerwelle betätigtes Anlassventil bringt den Luftbehälter mit dem Arbeitszylinder in Verbindung und damit den Motor in Gang.

Die Hauptlager besitzen Ringschmierung, während der Zylinder durch eine Oelpumpe geschmiert wird; der Kurbelzapfen wird von einem feststehenden, während des Betriebes zugänglichen Gefässe aus mittels eines Zentrifugalschmierringes geölt.

Ausser den beiden Lagern des Maschinengestelles besitzt der Motor noch ein drittes Aussenlager zum Tragen der mit Schwungrad und Riemenscheibe versehenen Kurbelwelle.

Die Gaserzeugungsanlage besteht aus dem Generator, Flugaschensammler mit eingeschlossenem Verdampfer, Scrubber und Gastopf.

Der Generator ist aus Walzeisen und behufs leichter Ausmauerung aus zwei Teilen hergestellt; im Unterteil befinden sich zwei diametral gegenüber liegende Feuertüren, zwei Luftschieber, die Rostbalken und der aus einzelnen Stäben zusammengesetzte Rost, während im Oberteil der behufs leichterer Ausbesserung aus Radialsteinen zusammengesetzte Chamotteschacht von 500 mm lichtem Durchmesser und 1300 mm Höhe untergebracht ist. Auf dem Deckel des letzteren befindet sich der Einfülltrichter mit doppeltem Verschluss sowie einem Winkeleisenring zur Aufnahme von Kühlwasser, welches den Deckel vor dem Verziehen schützen soll.

Der am Gasmotor seitlich angeschlossene Flugaschenkasten dient gleichzeitig als Heizraum für den Verdampfer. Letzterer besteht aus zwei muldenförmigen zusammengeschraubten Teilen mit ständig wechselnden Treppen, auf denen das von oben eintropfende Wasser, dessen jeweilige Menge durch Schaugläser von aussen beobachtet werden kann, in Dampf übergeführt wird. Der Dampf tritt durch in die Feuertürkasten mündende Rohre unter den Rost bezw. das nicht verdampfte Wasser in den Unterteil des Generators, wo es völlig verdunstet.

Ueber dem Flugaschenkasten sitzt der Abblaseschieber, der die Gase beim Anfeuern des Generators und während längerer Betriebspausen ins Freie entweichen lässt.

Vor dem Schieber zweigt die Gasleitung nach dem Scrubber ab. Dieser ist in seinem Unterteil als Wäscher ausgebildet, indem das aus einem Brausering kommende, durch die Kokssäule hindurchtretende Wasser bis zu einem durch Ueberlaufrohre bestimmten Stand stehen bleibt, so dass der Tauchring unter dem Koksrost noch von Wasser abgeschlossen wird. Dieser Tauchring lässt beim Ansaugen des Motors — auf seine ganze Unterkante verteilt — Gas ein, so dass dieses in möglichst dünnen Schichten bezw. kleinen Blasen das Wasser durchdringen muss und daher gehörig gekühlt und gereinigt wird.

Nach dem Austritt des Gases aus dem Scrubber wird es durch einen Behälter (Gassammeltopf) geleitet, der unmittelbar vor dem Motor Aufstellung findet. Dieser Behälter enthält einen Einsatz, der mit Eisendrehspänen angefüllt ist, an denen das Gas noch etwaige mitgerissene Verunreinigungen niederschlagen kann.

An Brennmaterial — trockener Anthrazit von 8000 WE/kg und 10 v. H. Aschegehalt — soll der Motor bei der Höchstbelastung nach Angabe der Erbauerin etwa 500 g für 1 PS_e/Std. erfordern.

Fig. 63 zeigt ein am Motor am 29. März 1905 auf dem Probierstande der *A.-G., vorm. M. Hille* in Dresden

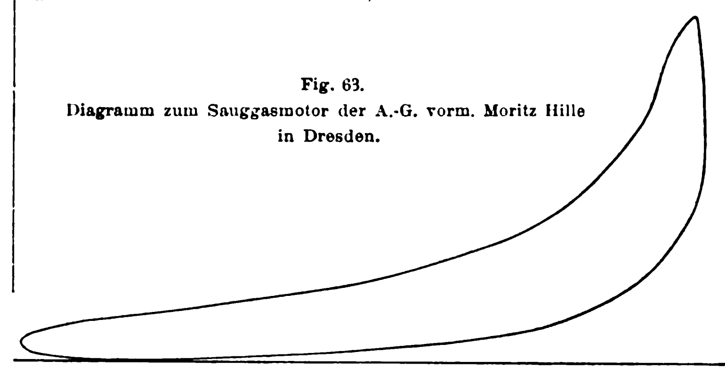


Fig. 63.
Diagramm zum Sauggasmotor der A.-G. vorm. Moritz Hille in Dresden.

genommenes Diagramm (Federmasstab 2,125 mm = 1at). Die Bremsleistung betrug bei 190 minutlichen Umdrehungen des Motors 35,9 PS_e, die indizierte Leistung — bei 5,08 kg/qcm mittlerem Kolbendruck — 48 PS_i, entsprechend einem mechanischen Wirkungsgrade von ∾ 0,75. Der Verdichtungsdruck beträgt nach dem Diagramm 8, der Explosionsdruck ∾ 20 at.

(Fortsetzung folgt.)

Kommutator-Motore für einphasigen Wechselstrom.

Von Dr. **Albert Hoerburger**, Berlin.

(Fortsetzung von S. 741 d. Bd.)

3. *Der kompensierte Serienmotor.* Der kompensierte Serienmotor ist aus der Ueberlegung entstanden, dass das Querfeld des Ankers nicht allein für das Verhalten des Motors schädlich ist, sondern auch zu einem richtigen Arbeiten nicht notwendig ist. Anstatt es nun wie bei den bisher betrachteten Motoren in seiner Entstehung durch mechanische Mittel zu behindern, kann man es auch sich unbehindert entwickeln lassen, nachträglich aber durch eine geeignete Vorrichtung wieder aufheben, oder kompensieren. Zu diesem Zwecke nun dient eine Wicklung, die ausser der Feldwicklung noch auf dem Stator eines gewöhnlichen Serienmotors aufgebracht wird und ein magnetisches Feld erzeugt, welches dem Ankerfelde grade entgegengesetzt ist, und darum seine Wirkung aufhebt. Ein solches Feld muss also gegenüber dem Erregerfeld um eine halbe Polteilung verschoben sein. Wenn nun das Kompensationsfeld seine Aufgabe bei allen Belastungen des Motors erfüllen soll, so muss es mit dem Ankerfeld seine Grösse entsprechend ändern. Am einfachsten wird das erreicht, wenn es von dem gleichen Strom wie das Ankerfeld erzeugt wird. Man erhält so eine schematische Leitungsskizze nach Fig. 9, wie sie zuerst von *Steinmetz-Eickemeyer* angegeben wurde. Der gleiche Strom durchfliesst nacheinander die Feldwindungen, den Anker und die Kompensationswindungen.

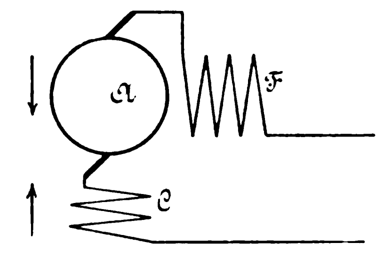


Fig. 9. Kompensierter Serienmotor.

Da nun die Wechselstrommotore stets mit einer grossen Polzahl ausgestattet sind, wird die Unterbringung dieser zweiten Wicklung Schwierigkeiten machen, falls das Gehäuse mit ausgebildeten Polansätzen ausgestattet ist. Während es für den Serienmotor nach *Heubach* trotz

der etwas höheren Streuung günstiger ist, ausgebildete Pole zu verwenden, weil dadurch eine grössere neutrale Zone für die Kommutierung des Ankers vorhanden ist, tritt für die kompensierten Motore das Umgekehrte ein und dieselben werden, wie die meisten ausgeführten Motore beweisen, fast ausschliesslich mit verteiltem Feld gebaut. Der Stator gleicht in diesem Falle ganz dem Gehäuse eines gewöhnlichen Induktionsmotors. Will man nun die Kompensationswicklung unterbringen, so wird man statt der einphasigen Wicklung eine zweiphasige Wicklung verwenden, davon die eine als Feld, die andere als Kompensationsspule benutzen. Fig. 10 gibt die schematische Leitungsskizze. Beide Wicklungen können dabei ineinander übergreifen.

Beim Serienmotor war der Verkleinerung des induktiven Spannungsabfalles im Feld durch die schädliche Einwirkung des Ankerquerfeldes eine Grenze gesetzt. Beim kompensierten Motor, wo das Ankerfeld aufgehoben ist, hindert nichts, das Feld noch mehr zu verkleinern und so den Leistungsfaktor des Motors günstiger zu gestalten, als er durch das Fehlen der Querfeldspannung schon geworden ist. Ein motorisch wirkendes Feld muss allerdings unter allen Umständen vorhanden sein. Auch gelingt es niemals genau das Ankerfeld vollständig zu kompensieren; die beiden Spulen stehen nämlich im Verhältnis von primärer zu sekundärer Spule eines Transformators und müssen daher auf getrennten Maschinenteilen angebracht sein. Infolge des trennenden Luftspaltes sind immer Streulinien vorhanden.

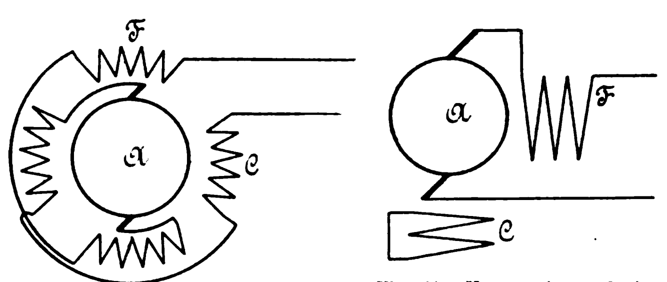


Fig. 10. Kompensierter Serienmotor mit verteilter Statorwicklung.

Fig. 11. Kompensierter Serienmotor mit kurzgeschlossener Kompensationsspule.

Anstatt Anker und Kompensationsspule elektrisch zu verbinden, d. h. in Serie schalten, kann man dieselben auch magnetisch kuppeln, d. h. die eine von der anderen induzieren lassen. Man erhält so die in Fig. 11 schematisch dargestellte Einrichtung, wo die Kompensationsspule durch eine in sich geschlossene Windung dargestellt ist. Auf diese Einrichtung erhielten *Stanley* und *Kelly* im Jahre 1892 das amerikanische Patent 479 675, das sich auf kurzgeschlossene Spulen, deren Achse mit der Bürstenachse zusammenfällt, bezieht.

Der kompensierte Serienmotor wird neuerdings von der *General Electric Co.* in Schenectady zum Betrieb einer Einphasenbahn verwendet, und zwar wird dieser Motor dabei gleichzeitig für Wechselstrom und für Gleichstrom gebraucht. Der Anker dieser Motore gleicht mit seiner Schleifenwicklung wieder völlig den gebräuchlichen Gleichstromankern, das Feld ist vierpolig und wie der Stator eines zweiphasigen Induktionsmotors, bei dem die Wicklung gleichmässig in den Nuten verteilt ist, gebaut. Der Luftzwischenraum zwischen Stator und Anker beträgt auf jeder Seite 2 mm. Die Betriebsspannung am Fahrdraht ist für Wechselstrom 2200 Volt bei 25 Perioden, bei Gleichstrom 600 Volt. Die einzelnen Wagen sind mit zwei Stromabnehmervorrichtungen ausgerüstet, und zwar ist die Stange mit der Rolle für den einphasigen Wechselstrom viel länger als die für Gleichstrom. Der Fahrdraht mit der Hochspannung ist derartig hoch aufgehangen, dass ihn die kurze Gleichstromstange niemals berühren kann. Es ist dadurch eine Sicherheit gegeben, dass die Hochspannung niemals an die Motore gelangen kann, sondern nur in die Hochspannungswicklung des Transformators. Die Motore sind für eine Leistung von 50 PS gebaut, für eine Wechselspannung von 200 Volt und eine Gleichstromspannung von 250 Volt. In beiden Fällen wird die Serienparallelschaltung verwendet und der gleiche normal gebaute Fahrschalter benutzt. Die Motore unterscheiden sich in ihrem äusseren Aussehen in nichts von dem der gewöhnlichen Bahnmotore für Gleichstrom. Die Betriebskurven eines solchen kompensierten Serienmotors sind in der Fig. 12 zur Abbildung gelangt. Man kann aus ihnen das in jeder Beziehung bessere Verhalten eines kompensierten Motors gegenüber einem einfachen Serienmotor ersehen.

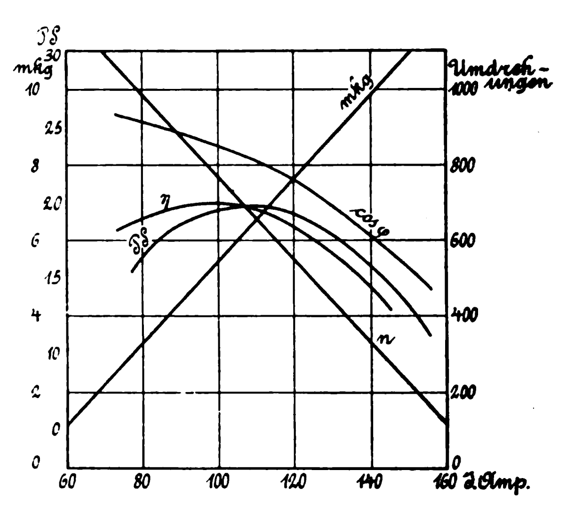


Fig. 12. Kurven des kompensierten Serienmotors.

Bei einem kompensierten Motor kann man nun immer drei verschiedene Windungen und drei verschiedene Felder unterscheiden, nämlich das Erregerfeld *F*, das Ankerfeld *A* und das Kompensationsfeld *C*. Bei dem bisher behandelten Motor waren diese drei Felder so verteilt, dass Erreger- und Kompensationsfeld auf dem Stator, das Ankerfeld auf dem Rotor angebracht war, und das Kompensationsfeld konnte dabei von dem Ankerfeld in einer kurzgeschlossenen Windung induziert werden (Fig. 11). Man kann nun diese Verhältnisse einfach umkehren und das Ankerfeld auf dem Stator, das Erregerfeld auf dem Rotor anbringen und beide von demselben Strom in Serie erzeugen, das Kompensationsfeld im Rotor in einer kurzgeschlossenen Windung vom Ankerfeld induzieren lassen. Es ist dazu nicht nötig, zwei verschiedene Wicklungen auf dem Rotor anzubringen, man kann ein und dieselbe Wicklung für beide Zwecke benutzen und hat nur Sorge zu tragen, dass der Rotor in der Achse des Ankerfeldes kurzgeschlossen ist, was durch einen weiteren unter sich verbundenen Bürstensatz geschehen kann. Man erhält so eine Anordnung, die schematisch durch die Fig. 13 wiedergegeben werden kann. Von dem gewöhnlichen Serienmotor unterscheidet sich der so erhaltene Motor nur durch einen zweiten Bürstensatz, der gegenüber dem ersten um eine

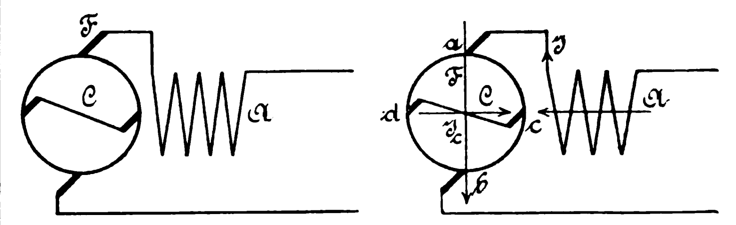


Fig. 13 Kompensierter Serienmotor System Winter-Eichberg-Latour.

Fig. 14. Verteilung der Felder im Winter-Eichberg-Latour-Motor.

halbe Polteilung verschoben ist und die einzelnen Bürsten leitend verbunden hat. Die Statorwindung induziert durch ihr Feld B_A in dem laufenden Rotor einen Strom J_c, der sich durch die kurzgeschlossenen Bürsten ausgleicht, und ein Feld erzeugt B_C, das dem Ankerfeld gerade entgegengesetzt ist. Durch den dem Rotor zugeleiteten Strom J wird ein drittes Feld B_F erzeugt, das senkrecht auf den beiden vorigen steht. Diese Schaltungsweise ist wohl zuerst von *Latour* angegeben worden.

Anscheinend hat man durch eine derartige Einrichtung nur den Nachteil eines weiteren Bürstensatzes und damit neue Schwierigkeiten durch Feuern am Kommutator und neue Verluste durch die kurzgeschlossenen Windungen in den Kauf genommen. In Wirklichkeit ist aber durch eine derartige Einrichtung ein grosser und sehr wichtiger Vorteil erreicht worden, der darin besteht, dass bei Rotation mit synchroner Geschwindigkeit einmal ein vollkommenes Drehfeld entsteht und damit die Schwierigkeiten am Kommutator vollkommen wegfallen, und zweitens, dass eine Kompensierung der Phasenverschiebung erreicht werden kann, so dass man mit einem solchen Motor ohne Phasenverschiebung zwischen Strom und Spannung, d. h. mit einem Leistungsfaktor gleich der Einheit arbeiten kann. Um dies näher zu erklären, soll die Fig. 13 nochmals wiederholt und in ihr die einzelnen Felder eingezeichnet werden (Fig. 14). Die nachstehende theoretische Abhandlung soll in der gleichen einfachen Weise durchgeführt werden wie beim gewöhnlichen Serienmotor, indem angenommen wird, dass die Phasenverschiebung der verschiedenen Spannungen immer entweder 0 oder 90° beträgt.

Der Wicklung A steht auf dem Rotor eine durch die Bürsten $c\ d$ kurz geschlossene Wicklung C gegenüber. In dieser Wicklung wird durch das Feld B_A ein Strom J_c induziert. Da der Strom nur Wärmearbeit leistet, so ist er in Phase mit der induzierten Spannung. Diese Spannung, deren Grösse

$$e_{Ci} = C_4 \,.\, \nu \,.\, z \,.\, B_A$$

ist und mit ihr der Strom J_c, sind gegenüber dem induzierenden Feld B_A um 90° in der Phase zurück. Der Hauptstrom J, der in der Wicklung A das Feld B_A erzeugt hat, wird dem Rotor durch die Bürsten $a\ b$ zugeleitet und erzeugt in ihm das Feld B_F in der Richtung der Bürstenachse $a\ b$, also senkrecht zu den bisher betrachteten Feldern B_A und B_C. Das Feld B_F ist demnach in Phase mit dem Strom J_c und mit der induzierten Spannung e_{Ci} (Fig. 15). Wenn der Rotor sich dreht, so entsteht dadurch, dass die Ankerdrähte dabei von dem Felde B_F geschnitten werden, an den Bürsten $c\ d$ eine elektromotorische Gegenkraft, die mit dem Felde B_F, also auch mit e_{Ci} in Phase ist. Die Grösse dieser elektromotorischen Gegenkraft ist gegeben durch

$$e_{Cg} = C_5 \,.\, n \,.\, z \,.\, B_F,$$

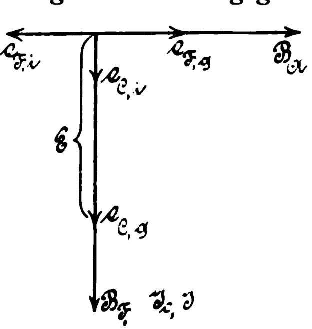
wenn mit n die Zahl der Umdrehungen, mit z die Zahl der Ankerdrähte bezeichnet wird. Diese Spannung verhält sich wie eine Wattspannung. Der Anker rotiert aber auch in dem Felde $B_A = B_C$ und durch die Rotation in diesem Felde entsteht an den Bürsten $a\ b$ eine elektromotorische Gegenkraft

$$e_{Fg} = C_6 \,.\, n \,.\, z \,.\, B_A,$$

die in Phase mit dem Felde B_A ist. Dieses Feld eilt aber dem Felde B_F um 90° voraus, demnach ist auch die Spannung e_{Fg} gegenüber der Spannung e_{Cg} um 90° voraus und sie verhält sich dieser Spannung gegenüber wie eine Kondensatorspannung. Endlich wird in der Wicklung F an den Bürsten $a\ b$ durch den Strom J noch eine Spannung induziert,

$$e_{Fi} = C_7 \,.\, \nu \,.\, z \,.\, B_F,$$

welche gegenüber dem Felde B_F in der Phase um 90° zurück ist. Dieser schädlichen Spannung wirkt nun, wie man aus dem Diagramm Fig. 15 sieht, die Spannung e_{Fg} entgegen, sie wird zum Teil oder ganz aufgehoben. In letzterem Falle ist die Spannung am Motor E gegeben durch die Summe $E = e_{Cg} + e_{Ci}$, und der Motor hat keine Phasenverschiebung, da die Gesamtspannung E mit dem Strom J zusammenfällt. Die gesamte induzierte Spannung E_i ist gegeben durch die Summe der beiden gegenüber dem Strom J um 90° verschobenen Spannungen, also durch $E_i = C_{Fg} + e_{Fi}$, oder durch Einsetzen der oben gegebenen Werte


Fig. 15. Vereinfachtes Diagramm des Winter-Eichberg Latour-Motors.

$$E_i = z \,.\, (n \,.\, B'_A - \nu \,.\, B'_F),$$

wenn man die Konstanten durch die veränderte Bezeichnung des Feldes ausdrückt. Damit die Phasenverschiebung 0 und so der Leistungsfaktor des Motors gleich 1 wird, muss die Summe der um 90° verschobenen Spannungen 0 sein, also

$$E_i = z \,.\, (n \,.\, B'_A - \nu \,.\, B'_F) = 0.$$

Das tritt aber ein, wenn

$$n \,.\, B'_A - \nu\, B'_F = 0.$$

Diese Bedingung anders geschrieben gibt das Verhältnis

$$\frac{n}{\nu} = \frac{B'_F}{B'_A}.$$

Bei synchronem Lauf ist $n = \nu$, in diesem Falle arbeitet der Motor ohne Phasenverschiebung, wenn die beiden Felder gleich sind, also $B'_F = B'_A$.

Um das günstige Verhalten des Motors beim Lauf noch mehr erkennen zu lassen, soll auch sein Verhalten gegenüber den Kurzschlussverlusten am Kommutator näher beleuchtet werden. Bei den bisher betrachteten Motoren traten stets grosse Schwierigkeiten auf, den Motor beim Lauf funkenfrei zu bekommen, ferner entstanden in den kurzgeschlossenen Windungen unter den Bürsten grosse Energieverluste und starke Erwärmung. Bei diesem Motor entstehen bei Stillstand wohl auch Verluste durch die kurzgeschlossenen Windungen. Doch ändern sich diese Verhältnisse im günstigen Sinne, sobald der Motor läuft.

Durch das Feld B_F wird in den durch die Bürsten $c\ d$ kurzgeschlossenen Windungen eine Spannung

$$\varepsilon_i = C_8 \,.\, \nu \,.\, \xi \,.\, B_F$$

induziert, wenn man die Zahl der in Serie geschalteten durch die Bürsten kurz geschlossenen Windungen mit ξ bezeichnet. Die Spannung ist als induziert, gegen das Feld B_F um 90° in der Phase zurück. Wenn nun der Motor sich mit der Geschwindigkeit n bewegt, so entsteht in denselben kurzgeschlossenen Windungen, dadurch dass sie die Kraftlinien des Feldes B_A schneiden, eine gegenelektromotorische Kraft von der Grösse

$$\varepsilon_g = C_9 \,.\, n \,.\, \xi \,.\, B_A.$$

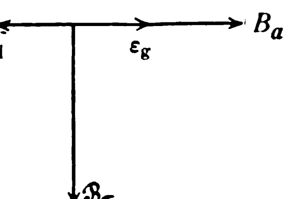


Fig. 16. Diagramm der Kurzschlussspannung im Winter-Eichberg-Motor.

Diese elektromotorische Kraft ist, wie alle durch die Bewegung erzeugten Spannungen in Phase mit dem erzeugenden Felde B_A, dieses eilt aber dem Felde B_F nm 90° in der Phase vor, demnach ist, wie Fig. 16 zeigt, ε_g um 180° gegen ε_i verschoben. Bei

irgend einer Geschwindigkeit n entsteht in den kurzgeschlossenen Windungen unter den Bürsten $c\ b$ eine Spannung $\varepsilon = \varepsilon_g - \varepsilon_i$, welche für die verlorene Kurzschlussenergie massgebend ist. Die Spannung und damit die verlorene Energie wird 0, wenn $\varepsilon_g = \varepsilon_i$ oder wenn $v \cdot B'_F = n \cdot B'_A$. Auch in diesem Falle tritt kein Verlust ein bei synchronen Lauf, d. h. $n = v$, wenn die beiden Felder B'_A und B'_F einander gleich sind; dieselbe Bedingung bestand für Phasengleichheit am Motor. Sind die beiden aufeinander senkrechtstehenden in der Phase um 90^0 verschobenen Felder einander gleich, so entsteht ein vollkommenes Drehfeld. Die günstige Wirkung auf die Bürsten tritt auch schon ein bei einem nicht völlig kreisförmigen Feld, so dass innerhalb ziemlich weiter Grenzen die Kurzschlussenergie nicht ins Gewicht fällt.

Die Ausbildung der Theorie dieses Motors stammt von *Eichberg*, der die wichtigen Eigenschaften des Motors in bezug auf Phasenverschiebung und Kurzschlussverluste zuerst erkannt haben. Von ihm zusammen mit *Winter* stammt auch eine konstruktive Einrichtung, welche die Eigentümlichkeiten des Motors noch viel besser zur Geltung bringt.

Bei den gewöhnlichen Serienmotoren erfolgt die Regulierung von einem Spannungsregulator aus, durch den dem Motor verschiedene Spannungen zugeführt werden. Das Drehmoment des Motors ist nämlich abhängig vom Strom im Anker, der Zahl der Ankerdrähte und dem Feld. Da die Wechselstrommotore mit sehr geringer Sättigung arbeiten, kann man das Feld proportional dem Strom setzen und erhält so die ungefähre Formel, dass das Drehmoment mit dem Quadrate der Spannung sich ändert. Bei dem *Winter-Eichberg*-Motor kann man nun die beiden Faktoren in der Gleichung für das Drehmoment

$$D = C_{10} \cdot z_A J \cdot B_F,$$

in ein bestimmtes Verhältnis setzen, d. h. man erhält das gleiche Drehmoment, wenn man J um ebensoviel verkleinert, als man B_F vergrössert.

Bei einem Wechselstrommotor steigt nun anderseits die Schwierigkeit der Kommutierung mit der Geschwindigkeit, da die für das Feuern massgebende Reaktanzspannung mit der Geschwindigkeit wächst; natürlich wachsen die Schwierigkeiten auch mit der Grösse des zu kommutierenden Stromes. Diese Beziehungen gelten für die Bürsten $a\ b$. Für die Bürsten $c\ d$ erkannten wir umgekehrt die Abnahme der Schwierigkeiten mit der Geschwindigkeit und Abhängigkeit vom Felde B_F.

Man kann nun die günstigen Eigenschaften der beiden Bürstensätze zusammen erhalten und trotzdem das gleiche Drehmoment erreichen, wenn man für kleine Geschwindigkeit grossen Strom nimmt, der wegen der kleinen Reaktanzspannung in den Bürsten $a\ b$ immer noch leicht zu kommutieren ist, dafür aber kleines Feld B_F, damit die Kurzschlussenergie in den Bürsten $c\ d$ klein wird; bei nahezu synchronem Lauf aber wählt man einen kleinen Strom J, der trotz der grossen Reaktanzspannung leicht zu kommutieren ist, dagegen grosses Feld B_F, da ja in den Bürsten $c\ d$ die Kurzschlussverluste doch verschwinden. Damit diese Eigentümlichkeit zur Geltung kommt, verwenden *Winter-Eichberg* den Stator in einer Schaltung, die in Fig. 17 angegeben ist. Die Hochspannung E wird durch einen regelbaren Transformator mit Sparschaltung vermindert, und so gleichzeitig dem Motor verschiedene Spannung zugeführt. Der Ankerstrom durchfliesst noch einen Serientransformator S_T, dessen sekundäres Feld ebenfalls regelbar ist und durch einen Umschalter den Bürsten zugeleitet wird. Infolgedessen kann der im Motor liegende Erregerkreis durch Aenderung der Spannung reguliert werden, einfach durch Aenderung des Uebersetzungsverhältnisses. Feld und Ankerstrom stehen daher im Verhältnis der Uebersetzung des Transformators $\frac{J_F}{J_A} = \frac{1}{ü}$, wenn man mit $ü$ das Verhältnis der primären Windungszahl im Kreise A zur sekundären Windungszahl im Kreise F bezeichnet. J_F ist proportional B_F; man kann also auch, da $\frac{B_F}{J_A} = \frac{1}{ü}$

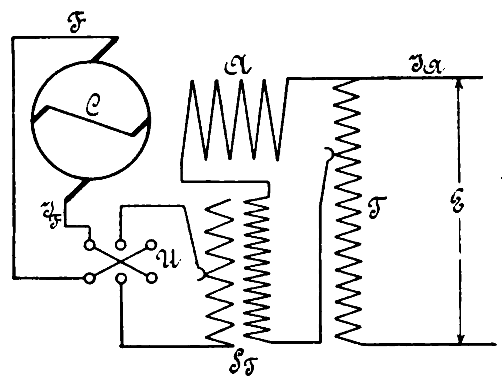


Fig. 17. Schaltung nach Winter-Eichberg.

das Verhältnis vom Erregerfeld zum Ankerstrom durch das Uebersetzungsverhältnis beeinflussen, und hat es so in der Hand für jede Geschwindigkeit, die für die Kommutierung günstigsten Verhältnisse einzustellen.

Welchen Einfluss die Aenderung des Uebersetzungsverhältnisses auf die sonstigen Eigenschaften des Motors haben, zeigen die Kurven der Fig. 18 und 19.

Der *Winter-Eichberg*-Motor wird als sogenannter *WE*-Motor von der *Union Elektrizitätsgesellschaft* gebaut. Er ist auf der Einphasenbahn Niederschöneweide Spindlersfeld angewandt, und hat sich in dem mehr als ein Jahr dauernden Betrieb für den schwierigsten Bahndienst als geeignet erwiesen. Er ist neuerdings auch für die Hamburger Vollbahn gewählt worden. Die Motore haben eine einphasige Ständerwicklung und einen normalen Gleich-

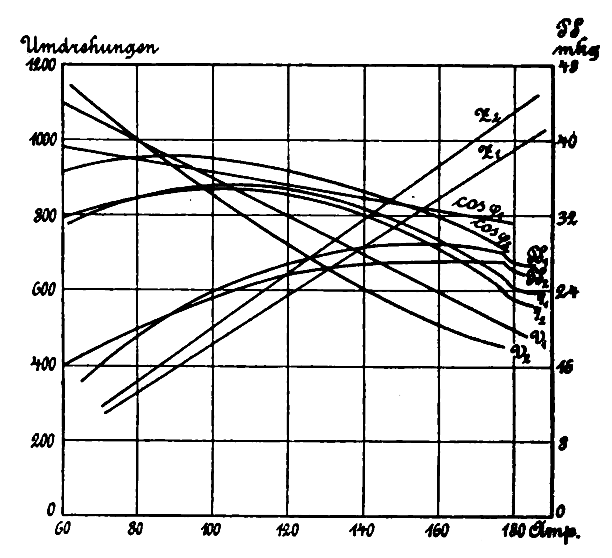


Fig. 18. Kurven des Winter-Eichberg-Motors bei verschiedenen Uebersetzungsverhältnissen.
1) 32 : 64. 2) 40 : 64. 25 Perioden, 215 Volt, 2 mm Luftspalt.

stromanker, mit einem zweiten Bürstensatz (vergl. D. p. J., S. 335 d. Bds.). Als praktische Vorteile des *Winter-Eichberg*-Motors werden noch angegeben: Die Ständerwicklung ist vom Läufer völlig unabhängig, der Motor kann also direckt mit hochgespanntem Wechselstrom gespeist werden, die Drehrichtung des Motors lässt sich in einfachster Weise umkehren, indem die Stromzuführung zum Motor, also das Feld B_F durch einen Umschalter U umgekehrt wird; der Motor kann stillgesetzt werden, ohne dass der Motor von der Hochspannung abgeschaltet wird, indem man die Stromzuführung zum Motor unterbricht.

Es sollen nun noch einige weitere Schaltungsmöglichkeiten angegeben werden, die keine besondere Anwendung in der Praxis gefunden haben. Aus Fig. 11 ist

Fig. 19. Kurven des Winter-Eichberg-Motors bei verschiedenen Uebersetzungsverhältnissen.
1) 24 : 1. 2) 19,2 : 1. 3) 14,8 : 1. 4) 12,8 : 1. 5) 9,6 : 1. 6) 8,3 : 1. 25 Perioden, 6000 Volt. Zahnradübersetzung 1 : 4,26. Raddurchmesser 1000 mm.

eine Schaltung bekannt geworden, in der die in sich kurz geschlossenen Kompensationsspule auf dem Ständer angebracht ist und vom Ankerstrom im Rotor induziert wird. Man kann nun bei dieser Anordnung die Stellung von Anker und Kompensationsspule vertauschen, ohne sonstige Aenderungen vorzunehmen. Man erhält so die Schaltung nach Fig. 20. Auf dem Motor sind zwei getrennte Wicklungen, die beide vom gleichen Strom durchflossen werden. Der Rotor ist in der Achse der einen Spule kurz geschlossen und in ihr wird ein Strom von dieser Spule induziert. Man erreicht auf diese Weise den Vorteil, dass zum Anker keine direkte Stromzuführung nötig ist, dass also der Motor mit Hoch

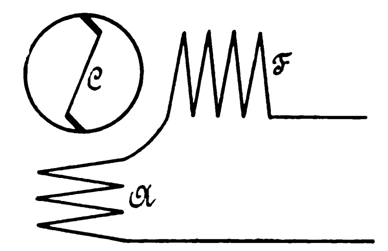


Fig. 20. Kompensierter Motor. Umkehrung von Fig. 11.

spannung betrieben werden kann. Diese Schaltung ist von *Atkinson* angegeben worden. In einer weiteren Anordnung ist der Rotor und eine Feldwicklung in Serie geschaltet

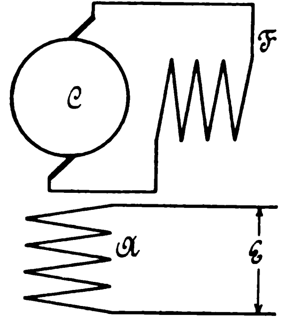


Fig. 21. Kompensierter Motor. Umkehrung von Fig. 20.

und bildet einen geschlossenen Kreis; beide sind also von dem gleichen Strom durchflossen. Man erhält so die Anordnung von Fig. 21. Die zweite Feldspule ist an das Netz angeschlossen; diese induziert den Anker, der über die zweite Spulen geschlossen ist. Dieser Motor wird ein gutes Drehmoment besitzen, da Anker und Feld stets in Phase sind. Eine derartige Schaltung ist ebenfalls von *Atkinson* angegeben worden und im deutschen Patent 108 539, Kl. 21, enthalten.

(Fortsetzung folgt.)

Eine neue Rotationsölpumpe für grosse Fördermenge und hohes Vakuum der Siemens-Schuckertwerke, Berlin.

Von Dr. **Karl T. Fischer**, a. o. Prof. der Kgl. Technischen Hochschule München.

An die Seite der seit Jahren nun auch in Deutschland eingebürgerten *Geryk*-Pumpe des Engländers *Fleuss*, in welcher Oel zur Ausfüllung des schädlichen Raumes verwendet wird, tritt ebenbürtig und in mancher Beziehung überlegen eine rotierende Oelpumpe der Pumpenabteilung der *Siemens - Schuckertwerke*. Da ich in unserem Institute seit einigen Jahren eine besonders grosse *Geryk*-Pumpe mit einem Fördervolumen von 150 Litern i. d. Minute bei Parallelschaltung der beiden Zylinder (das Modell „Inceptum") benutze und zu schätzen gelernt habe,

so unterzog ich mit besonderem Interesse die neue Pumpe einer genaueren Prüfung und möchte über die Ergebnisse folgendes mitteilen:

1. *Prinzip der Pumpe.* In Fig. 1 ist der Querschnitt der Pumpe, in Fig. 2 der Längsschnitt der mit „Vorpumpe bezw. Hochvakuumpumpe“ bezeichneten, im wesentlichen völlig gleichen Pumpen dargestellt. In dem Achsenstück bewegen sich in einem genau passenden Schlitze die beiden, durch Federn aus einander gehaltenen und an die Wandung angedrückten Hälften eines Schiebers *m*, dessen Enden, durch Oel abgedichtet, an einer im feststehenden Gusskörper ausgesparten, höchst sorgfältig ausgeschliffenen Kapsel gleiten. Rotiert die Achse *a* der Vorpumpe im Sinne des Pfeiles, so wird, wie aus Fig. 1 ersichtlich, die aus r_1 nach dem Raume *b* gelangte Luft aus dem unten befindlichen Raume *b* nach dem oberhalb befindlichen, mit einem Ventile *v* abgeschlossenen Raume befördert und tritt hinter dem Ventile *v* in den Raum *d* aus. Während der Rotation füllt sich *b* immer wieder von neuem aus dem mit r_1 verbundenen auszupumpenden Raume — in der Figur dem Raume *c* — und es kann dieser, da ein schädlicher Raum nicht existiert, bis auf denjenigen Druck leergepumpt werden, welcher der Dampfspannung des verwendeten Oeles entspricht, das die ganze Pumpe ausfüllt. Das Oel wird nach Abnahme des Schutzdeckels in den äusseren Kasten eingegossen und durch die Hähne *h* mittels geeigneter Drehung der Pumpen in deren Innenräume *d* bezw. *c* eingeführt. Die Achsen selbst sind durch eine in Fig. 2 skizzierte Stopfbüchse aus dachförmig gepressten Beilagscheiben aus Blei abgedichtet. Die Dichtung wird auf beiden Seiten durch eine Ueberwurf-Mutter mit radialen Bohrungen zum Einsetzen eines beigegebenen Stiftes *s* (Fig. 2) angezogen.

2. *Erzielung des Hochvakuums.* Um mit der Pumpe Drucke zu erzielen, welche niedriger sind als die Dampfspannung des Oeles, wird, wie bei der „Hochvakuumpumpe“ der Fig. 2, der Raum *c* oberhalb des Ventils *v* mit einer anderen Pumpe, hier der „Vorpumpe“ leergepumpt. Durch den Dreiweghahn *H* kann *r*, wodurch der auszupumpende Raum angeschlossen wird, entweder mit r_1 oder mit r_2 verbunden und so mit oder ohne Vorpumpe gearbeitet werden.

Zum Ausgleich des Oeles in den äusseren Kästen dient das Rohr r_4.

3. *Förderleistung bei konstantem Drucke.* Mit Hilfe eines Glockengasometers von 80 Liter Inhalt wurde gefunden, dass bei beiderseits des Ventils gleichem Drucke — Atmosphärendruck — die *geförderte Menge proportional der Umdrehungszahl* ist und zwar lieferte jede der beiden Pumpen, in welchen der Raum *b* etwa 200 ccm fasst, bei der normalen Geschwindigkeit von 400 Umdrehungen i. d. Minute 80 Liter i. d. Minute; es können also mit Parallelschaltung der beiden Pumpen normal 160 Liter i. d. Minute angesaugt werden. Bis zu 200 Umdrehungen i. d. Minute kann die Pumpe mit der Hand angetrieben werden. Zum Antriebe der Pumpen mittels Elektromotors waren 2,2 bis 2,5 Amp. bei 110 Volt bei 400 Umdrehungen der Pumpe nötig.

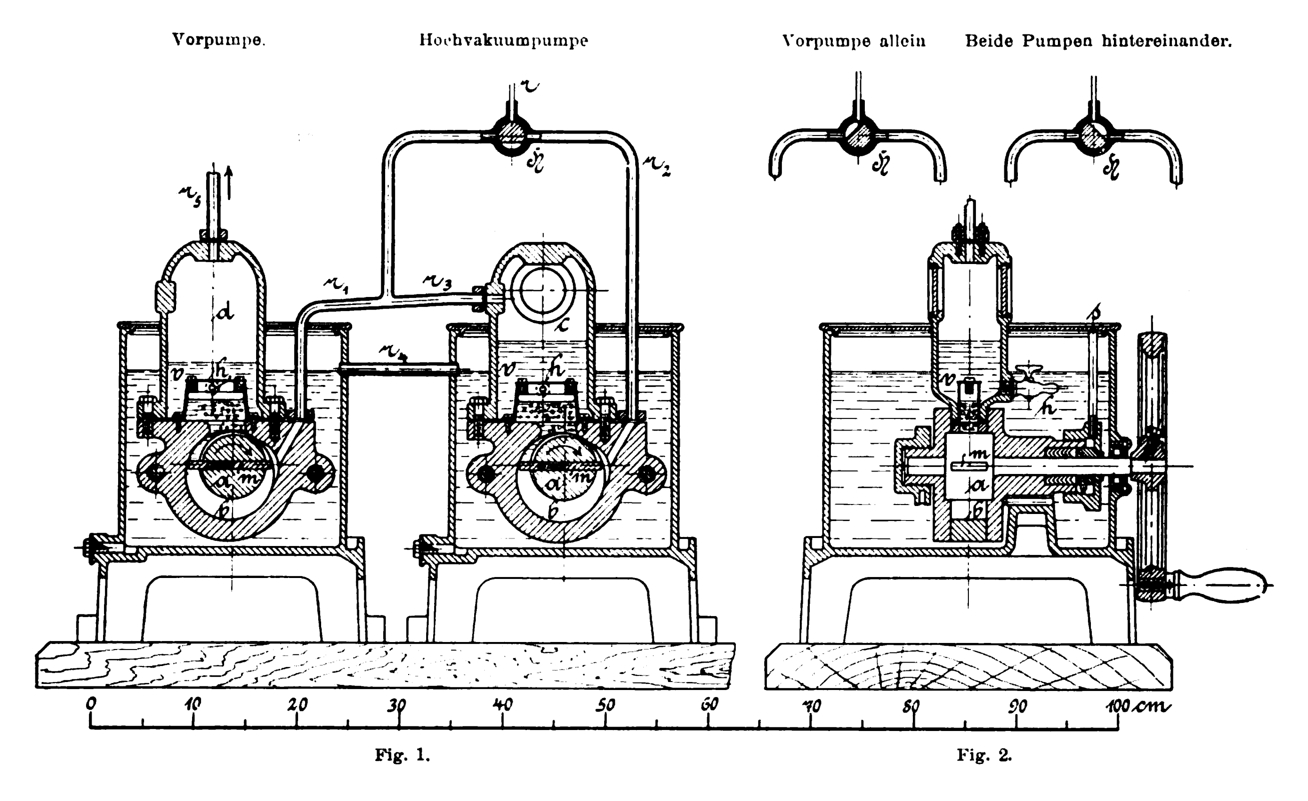


Fig. 1. Fig. 2.

Diese hohe Förderleistung ist sehr wichtig, wenn man flüssige Luft durch Erniedrigung des Siededruckes möglichst tief abkühlen will. Man erreicht in einer guten *Dewar*schen Flasche von 2 Liter Inhalt einen Grenzdruck von etwa 1 mm Quecksilber und damit eine Temperatur von etwa — 225° C, wenn der Schmelzdruck des Sauerstoffes nach den Messungen von *Estreicher*[1]) zu 0,9 mm und die Schmelztemperatur zu — 227° C angenommen wird. Es ist dies zur Zeit wohl die bequemste Art, so tiefe Temperaturen zu erreichen.

4. *Vakuumleistung.* a. Dieselbe wurde mit einer, für Demonstrationszwecke sehr geeigneten zylindrischen Röhre von 7,2 cm innerem Durchmesser und 1 m Abstand der Elektroden untersucht, und zwar konnte diese 4,0 Liter haltende Vakuumröhre durch ein kurzes 10 mm weites Glasrohr mittelst Dreiweghahnes entweder mit der Pumpe oder mit einem Phosphorpentoxydgefäss und einem *Mac Leod*-Manometer von 200 ccm Inhalt verbunden werden. r_2 war in einen kurzen Messingflansch mit Siegellack eingekittet und dieser Flansch mit Bleiring an den Pumpenkörper angeschraubt; die Dichtungsstellen lagen unter Oel, und nur das blanke Glas ragte aus dem Oel hervor. Alle übrigen Verbindungen waren aus verschmolzenem

[1]) *T. Estreicher.* Bulletin Internat. Crac. Akad, 1903, S. 831. *Travers-Estreicher.* Exp. Unters. von Gasen, S. 270.

Glas hergestellt. Zur Abschätzung der Drucke diente die Messung der Dunkelräume, nachdem durch einige Messreihen für die beim Versuch gewählten Verhältnisse — mittleres Induktorium und Luftfüllung — der Zusammenhang zwischen Dunkelraum und Druck festgestellt war. Wie nach den bekannten *Ebert*schen Messungen über den *Hittorff*schen Dunkelraum zu erwarten war, bildete diese Beziehung ein höchst praktisches Mittel zur Messung des Druckes für unseren Zweck. Eine zur Röhre parallelgeschaltete Funkenstrecke erwies sich als viel weniger zweckmässig zur Beurteilung des Druckes, da ein und dieselbe Funkenstrecke bei sehr verschiedenen Drucken ansprach, wenn diese Bruchteile eines Millimeters betrugen und die Funkenstrecke nicht eigens von Induktorium und Röhre weit entfernt aufgestellt wurde.

Wurden beide Pumpen nach einander verwendet und die Vorpumpe mit 400 Umdrehungen, die Hochvakuumpumpe mit 200 Umdrehungen vom selben Motor aus angetrieben, so konnte die genannte Röhre von 4 Liter Inhalt *ohne jegliches Erwärmen in 25—40 Minuten auf ein Vakuum von 0,0015 mm Hg* gebracht werden, wobei kräftige, in zwei Meter Entfernung mit dem Fluoreszenzschirm noch deutlich wahrnehmbare *Röntgen*strahlen auftraten, so dass also im Laufe einer Vorlesungsstunde mit der grossen Röhre sämtliche Entladungserscheinungen direkt vorgeführt werden können. Ueber den Gang der Druckänderung gibt die folgende Tabelle Aufschluss, die aus mehreren Versuchen das Mittel darstellt und in der gleichzeitig mit dem Druck auch die entsprechende Dunkelraumdicke angegeben ist:

Art des Arbeitens	Zeit		Dicke des Dunkelraumes in mm	Druck in mm Hg nach *Mc. Leod*	Funkenstrecke in mm	Bemerkungen
	Minute	Sekunde				
Mit „Vorpumpe“ allein gearbeitet	0	0	—	720	—	—
		30	—	4,3	—	—
		40	—	—	1,83	—
	1	55	—	1,40	—	Kathode ganz mit Licht bedeckt.
	2	0	—	1,02	—	—
	—	—	2	0,46	—	—
	—	—	5	0,33	—	—
	4	0	6	0,28	—	—
	—	—	8	0,22	—	—
	5	0	11	0,12	—	—
	7	0	19	0,077	—	—
Auf Hochvakuumpumpe umgestellt u. weitergepumpt	—	—	25	0,055	—	—
	11		—	0,040	—	Kathodenstrahlen durch Fluoreszenz erkennbar, Schichtungen verschwinden.
	—	—	30	0,036	—	—
	13		32	0,030	2	—
	15	0	45	0,015	3	Kräftige Fluoreszenz am Glase.
	—	—	50	0.013	—	—
	—	—	60	0,010	—	Dunkelraumgrenze verschwimmt.
	17	—	—	0,007	—	—
	20	—	—	0,0027	5	—
	21	—	—	—	7	Leuchten des Gasinhaltes nur ganz schwach, der Glaswand stark.
	26	—	—	0,0017	8	— Von hier ab schreitet die Verdünnung langsam vor.
	31	—	—	0,0017	—	—
	37	—	—	0,0015	8	—
	43	—	—	0,0015	9	—

Es wäre dieses Resultat wohl noch günstiger geworden, wenn das Phosphorpentoxydgefäss — das sehr wichtig ist — zwischen Pumpe und Rohr, statt hinter der Röhre angebracht gewesen wäre.

b. *Druckgrenze.* Arbeitete die Pumpe nur auf das *Mc. Leod*-Manometer von 200 ccm Inhalt, vor welchem ein kleines Gefäss mit $P_2 O_5$ in die Leitung eingeschmolzen war, so wurde durch die ***Vorpumpe allein*** im angeschlossenen Raum von 300 ccm

in 20 Sek. . . 0,27 mm Hg
„ 6 Min. . . 0,032 „ „
„ 17 „ . . 0,015 „ „

Vakuum erreicht. Einen geringeren Druck zu erzielen, war trotz längerer weiterer Tätigkeit der Pumpe nicht möglich. Es scheint dieser Druck die Dampfspannung des Oeles zu sein; denn nach den Versuchen, welche *Nutting* im *Bureau of Standards* in Washington mit Luftpumpenölen ausgeführt hat, ist die Dampfspannung des Standard Gas Engine Oil der *Standard Oil Co.*, welches bei etwa 355 ^{0} C siedet, 0,015 mm; das Pumpenöl der *Pulsometer Co.*, welches mit den *Fleuss*-Pumpen geliefert wird, hatte 0,02 mm Dampfdruck und einen Siedepunkt von etwa 340 ^{0} C; die Dampfspannung von Transformatoröl betrug ebenfalls nur 0,015 mm Hg und andere, zum Schmieren gebräuchliche Oele hatten Dampfspannungen von derselben Grössenordnung, nämlich von 0,02 bis 0,04 mm Hg. Die Aenderung dieser Werte erhöhte sich nur wenig mit der Temperatur und stieg zwischen Zimmertemperatur und 60 ^{0} nur um 2 bis 5 v. H.

Wurde von der „Vorpumpe“ auf die ***„Hochvakuumpumpe“*** umgeschaltet, so sank das *Mc. Leod*-Manometer — das zur Kontrole mit verschiedenen Kompressionsverhältnissen gebraucht wurde — *in weiteren 11 Minuten bis auf 0,00025 mm*, bei einer späteren Versuchsreihe *in 14 Minuten bis auf 0,00020 und* ***einmal sogar bis auf 0,00015 mm Hg.*** Diese letzte Zahl dürfte somit die äusserste mit einem Aggregat von zwei Pumpen erreichbare Grenze des Druckes darstellen.

Schaltete ich nach Erreichung der höchsten Verdünnung wieder auf die „Vorpumpe“ allein um, so stieg der Druck innerhalb 17 Minuten auf den Wert von 0,016 mm, so dass dieser Druck unter allen Umständen den mit *einer Pumpe* allein erreichbaren Grenzdruck vorstellen wird und jedenfalls die Dampfspannung selbst darstellt, falls das entweichende Gas in Luft von Atmosphärendruck austritt. Warum der Grenzdruck so erheblich niedriger wird, wenn das entweichende Gas in einen Raum von sehr geringem Druck (0,016 mm) austritt, verdiente wohl einmal eine gesonderte Untersuchung.

c. *„Entgasung“ des Oeles.* Um die höchsten Vakua zu erreichen, ist es, wie bei allen Oelpumpen nötig, erst eine Zeitlang die Pumpe arbeiten zu lassen, damit das aus dem Oele selbst austretende Gas (Wasserdampf, Luft, Kohlenwasserstoffe ??) allmählich von dem Oele losgelöst wird. Es dauert erhebliche Zeit — bis zu Stunden nach frischem Einfüllen des Oeles —, bis das Oel der Pumpe, *auch wenn man es in einem Rezipienten evakuiert,* bei der erstmaligen Ingangsetzung alles abgebbare Gas freigelassen hat. Ist die Entgasung des Oeles erreicht, so wirkt die Pumpe ausserordentlich rasch.

5. Die *Temperatur* der „Vorpumpe“, in welcher Kompressionsarbeit geleistet wird, stieg nach vier bis acht Stunden kontinuierlichen Betriebes an der wärmsten Stelle des Oeles nie auf mehr als 30 bis 38 ^{0} C., die der Hochvakuumpumpe nicht über 25 ^{0}, während die Zimmertemperaturen nur 16 ^{0} C betrug. Diese ausserordentlich geringe Erwärmung entspricht dem geringen Arbeitsverbrauch der Pumpe.

6. *Energieverbrauch und Vergleich der Siemens-Schuckert-Pumpe* mit der *Geryk*-Pumpe. Der elektrische Energiebedarf des $^1/_2$ pferdigen Nebenschlussmotors betrug 2,2 Amp. bei 110 Volt, wenn beide Pumpen arbeiten, (vergl. oben Abschnitt 3); bei der Untersuchung *einer* Pumpe auf Förderleistung verbrauchte derselbe Elektromotor 1,6 Amp. bei 110 Volt. Es bleibt also der Energieverbrauch unter $^1/_4$ PS. In diesem guten Nutzeffekt liegt einer der Vorzüge der neuen Pumpe gegenüber der *Geryk*-Pumpe gleicher Förderleistung, wie wir sie im Institut besitzen. Unsere *Geryk* - Pumpe erfordert bei 150 Liter Förderleistung 5—6 Amp. bei 125 Volt.

Ein ganz bedeutender Vorteil der neuen Pumpe liegt in ihrem *geringen Gewicht*, der einfachen konstruktiven Durchbildung und der leichten *Transportiermöglichkeit*. Während unsere *Geryk* - Pumpe („Inceptum") 13 Zentner wiegt und natürlich im Institute fest aufgestellt bleiben muss, wiegt die *Siemens - Schuckert* - Pumpe nur 45 bis 50 kg, also das Aggregat von zweien höchstens 100 kg. Die äusseren Abmessungen der letzteren sind 350 × 250 × 270 mm. Die Kosten für *eine* Pumpe betragen nach der Liste 320 M., also für ein Aggregat 640 M., während die der *Geryk*-Pumpe unseres Institutes 1480 M. ausmachten.

Es wird somit, abgesehen von anderen Zwecken, im physikalischen Labaratorium die neue Pumpe, die sehr geräuschlos arbeitet, vor allem in den *Vorlesungen*, in denen rasch wirkende Luftpumpen immer wichtiger werden, eine schwer empfundene und leicht ausfüllbare Lücke decken.

Die Pumpen sind für Hand- und Motorbetrieb eingerichtet und werden zweckmässig nach Anordnung der Fig. 1 auf einem langen Brett montiert verwendet, auf dem auch der Elektromotor seinen Platz finden kann. Das Grundbrett, auf dem die Versuchspumpen mit Motor befestigt waren, hatte 50 cm Breite und ungefähr 120 cm Länge und nahm somit auf dem Experimentiertische nicht zu viel Raum ein.

München, den 6. November 1905.

Physikalisches Institut der Technischen Hochschule.

Bücherschau.

Die Eisenbahnen, ihre Entstehung und gegenwärtige Verbreitung. Von *F. Hahn*. Aus „Natur und Geisteswelt", 71. Bändchen. Leipzig, 1905. B. G. Teubner.

Es ist ein erfreuliches Zeichen der Gegenwart, dass ein Bedürfnis nach volkstümlicher Darstellung der Schöpfungen der Ingenieurkunst rege wird und schon zu einer grossen Reihe von Schriften geführt hat. Ist es doch mehr, als die Vervollkommnung allgemeiner Bildung, was den Deutschen besonders zur Beschäftigung mit den Erzeugnissen deutschen Gewerbefleisses treiben soll: Es ist im vornehmsten Sinne die Betätigung der Vaterlandsliebe. —

Das vorliegende Werkchen sucht Bedeutung und Wesen der Eisenbahnen dem Verständnis weiterer Kreise näher zu bringen. Das Buch ist in drei Teile gegliedert, deren erster und dritter in dem Titel als Zusatz erscheinen, während merkwürdigerweise der mittlere Teil im Buchtitel fortgelassen ist. Sollte damit seine geringere Bedeutung gekennzeichnet werden oder war sich Verfasser selbst bewusst, dass dieser Teil den beiden anderen nicht ebenbürtig wurde und werden konnte?

Der kurze Ueberblick über die geschichtliche Entwicklung der Eisenbahnen ist treffend gegeben und gewinnt an Interesse, da Verfasser vieles mit eigenen Augen geschaut und aus der Erinnerung häufig wiedererzählt. Im letzten Teil werden die bestehenden Bahnen aller Erdteile besprochen, so dass der Leser mit Vergnügen dem Vordringen der Eisenbahnen folgt. Nicht ganz glücklich streift Verfasser den verwaltungsseitigen Teil der deutschen Eisenbahnen. Wie einseitig der Verfasser oft von seinem Standpunkt als Geograph urteilt, mag aus folgender Stelle hervorgehen: „Der Geograph wird die Einführung so schneller Züge jedenfalls nicht herbeisehnen, weiss er doch, dass es schon auf den heutigen Schnellzügen nicht ganz leicht ist, die durchfahrene Gegend stetig in nutzbringender und anregender Weise mit der Karte zu vergleichen."

Der mittlere Teil des Buches, der sich mit dem rein Technischen der Eisenbahnen zu beschäftigen sucht, ist als weniger gelungen zu bezeichnen. Wenn auch Verfasser ein zweifellos guter Beobachter ist und mehr als sonstige Reisende auf seinen Reisen auf der Eisenbahn von ihr erschaut hat, so reicht dies allein doch nicht aus, um ein ihm wesensfremdes Gebiet richtig in den Hauptgrundzügen, sei es auch nur volkstümlich, darzustellen. Er haftet naturgemäss am Aeusserlichen, was ohne praktische Bedeutung ist. Der Abschnitt über die Linienführung der Bahn ist noch erträglich. Auch die Stationen und ihre Anlagen sind gut beobachtet. Aber völlig versagt die Schilderung des Betriebes und der Betriebsmittel. Der graphische Fahrplan ist nicht richtig dargestellt, Zug 11 fährt gar ein Stück rückwärts auf seiner Fahrt. Die Skizzen über die Achsenanordnung und die „äussere Erscheinung" der Lokomotiven sind wertlos, sie zeigen auch nicht „das Prinzip, auf das es jedesmal ankommt". Dies sind nur einige wenige Beispiele.

Das Buch, das trotz des Mangels im allgemeinen seiner Aufgabe gerecht wird, könnte nur gewinnen, wenn der mittlere, weniger geglückte Teil bei einer Neuauflage gestrichen wird, falls nicht Verfasser einen sachverständigen Mitarbeiter findet, der den technischen Teil gründlich durcharbeitet und neu gestaltet.

Hans A. Martens.

Elektromagnetische Schwingungen und Wellen. Von Dr. *Joseph Ritter v. Geitler*. Braunschweig, 1905. Vieweg & Sohn.

Seit den epochemachenden Entdeckungen von *Heinrich Herz* ist den elektromagnetischen Schwingungen ein Interesse zugewendet worden, wie es vorher kaum einem Gebiete der Physik zu Teil geworden ist. Die vielen Arbeiten auf diesem Gebiete, welche fast gleichzeitig in Angriff genommen wurden, sind in den einzelnen Fachzeitschriften verstreut und es hielt schwer, sich einen allgemeinen Ueberblick darüber zu verschaffen, zumal da die Materie sich mit Riesenschritten vermehrte und vor lauter neuen Ideen niemand Zeit fand, den Stoff zu sichten und die Spreu von dem Weizen zu trennen.

Heute, wo in der Produktion ein gewisser Stillstand eingetreten ist, tritt das Bestreben zu einer solchen Arbeit immer deutlicher zu Tage, wovon die zahlreichen Werke über elektromagnetische Schwingungen beredtes Zeugnis ablegen und wenn diese Arbeit auch nicht immer eine dankbare ist, so muss sie doch jedenfalls als eine verdienstvolle bezeichnet werden.

Einen solchen Versuch stellt das vorliegende Werk dar und es muss mit uneingeschränkter Anerkennung hervorgehoben werden, dass dem Verfasser seine Aufgabe vorzüglich gelungen ist.

Der Verfasser hat es verstanden, in einem knappen Rahmen alles dasjenige zusammenzufassen, was bis heute Wissenswertes auf diesem Gebiete existiert, mit weiser Beschränkung auf das allein Wichtige und richtiger Umgehung alles Nebensächlichen.

Geradezu als kleine Meisterwerke der Darstellungsweise müssen die Kapitel über *James Clack Maxwell* und über *Heinrich Rudolf Hertz* bezeichnet werden.

Selbst jeder Laie wird diese Kapitel mit Interesse lesen und aus ihrer Lektüre bleibenden Nutzen ziehen. Er wird von der Entwicklung der Elektrizitätslehre von *Feraday* bis *Herz* ein Bild erhalten, wie es ihm anschaulicher nicht durch umfangreiche Lehrbücher dargestellt werden könnte.

Aber auch der Fachmann wird dieses Werk nicht ohne Befriedigung aus der Hand legen, indem er hier eine klare Uebersicht über alles das vorfindet, was über diesen Gegenstand seit etwa den letzten sechs Dezennien Wesentliches hervorgebracht worden ist.

Die Zurückhaltung, mit welcher der Verfasser über die drahtlose Telegraphie urteilt, ist durchaus berechtigt, da deren Erfolge auf praktischem Gebiete zwar genügend ausposaunt worden sind, auf wissenschaftlichem Gebiete aber bis jetzt nicht recht begründet werden konnten; und wenn der Verfasser dem Organ dieser Art von Forschung, der Presse, wenig Glauben beizumessen scheint, so wird ihm dies in wahrhaft wissenschaftlichen Kreisen nicht verdacht werden. Dr. *K.*

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.
86. Jahrg., Bd. 320, Heft 49. Berlin, 9. Dezember 1905.
Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Die Kraftmaschinen und Dampfkessel auf der Weltausstellung in Lüttich 1905.

Von **Fr. Freytag**, Chemnitz.

(Fortsetzung von S. 759 d. Bd.)

13. Maschinenfabrik und Mühlenbauanstalt, G. Luther, A.-G. in Braunschweig.

Den ausgestellten 20 PS-Gasmotor, System *Luther*, zeigt Fig. 64 in der äusseren Ansicht; die zugehörige Kraftgasanlage für Anthrazitfeuerung ist in Fig. 65 dargestellt. Der mit dem Zylinder in einem Stück gegossene Gabelrahmen des Motors ist mit breiter Auflagefläche ausgeführt, die sich bis nahezu an das Ende des Zylinders erstreckt, so dass die auftretenden Kräfte in der zweckmässigsten Weise auf das Fundament übertragen werden.

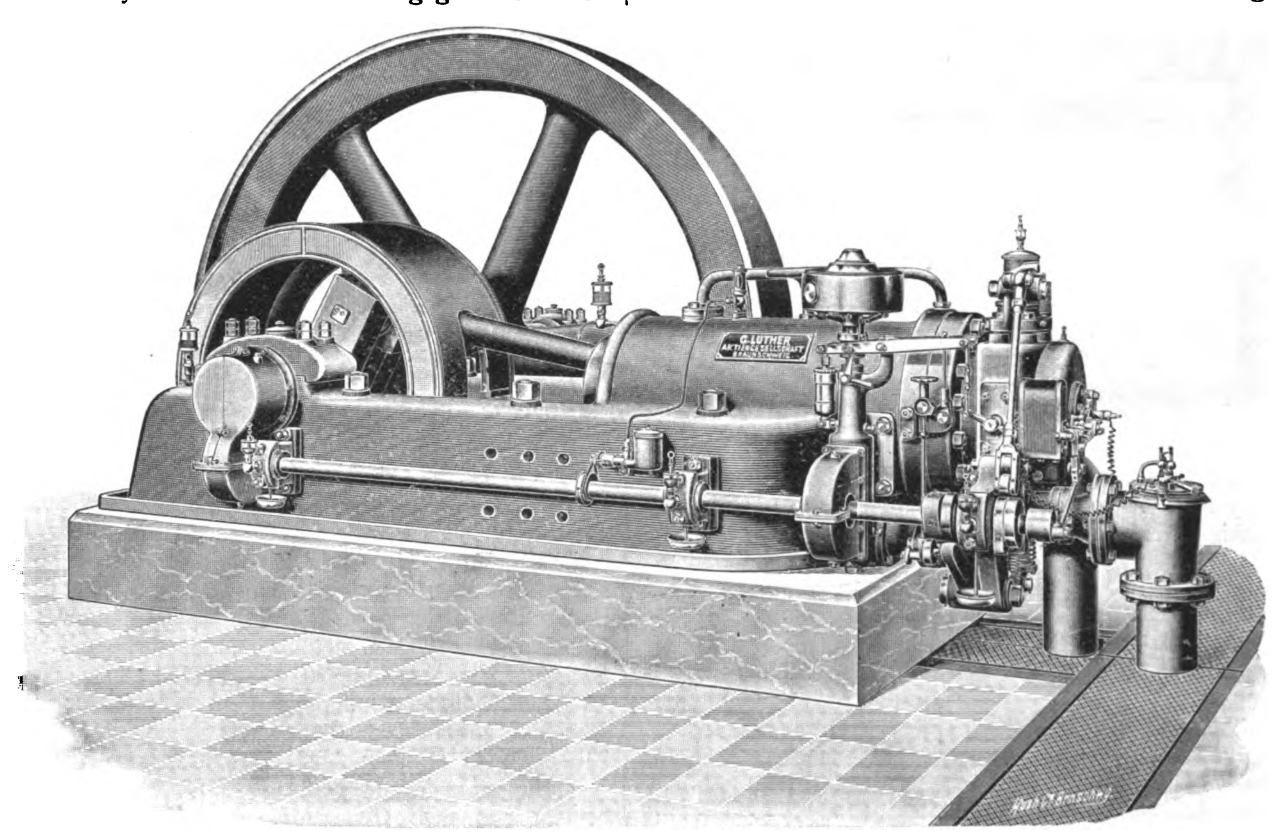


Fig. 64. Gasmotor von 20 PS der A.-G. Luther in Braunschweig.

Die Laufbüchse des Zylinders (Fig. 66) ist ein einfaches, mit nur einem Flansch versehenes Rohr aus besonders hartem und dichtem Eisen, das sich in der Längsrichtung frei ausdehnen kann und gegen den umliegenden Kühlwassermantel durch einen Gummiring abgedichtet wird. Der sehr lang gehaltene Arbeitskolben trägt an seinem hinteren Teile eine Anzahl federnder Ringe, während der vordere Teil desselben zur Aufnahme der zur Zylinderachse normal gerichteten Komponente der Kolbenkraft dient und damit den Kreuzkopf entbehrlich macht.

Die verhältnismässig lange Kurbelstange aus Schmiedestahl hat an der Kolbenseite ein Lager aus Phosphorbronze, an der Kurbelseite ein solches mit Weissmetallausguss. Die ebenfalls aus geschmiedetem Stahl hergestellte Kurbelwelle ruht in zwei mit Ringschmierung versehenen Hauptlagern des Rahmengestelles, sowie in einem Aussenlager; erstere haben gusseiserne Schalen mit Weissmetallfutter.

Zum Ausgleich der hin- und hergehenden Massen dienen an den Kurbelarmen angebrachte Gegengewichte.

Einlass- und Auslassventil (Fig. 66) sind leicht zugänglich oben bezw. unten am Zylinderkopf angeordnet und von Kühlmänteln umgeben; sie werden in bekannter Weise durch Hebel und Nockenscheiben von einer

mittels Schraubenräder von der Kurbelwelle aus angetriebenen Steuerwelle bewegt, die auch die am Zylinderkopf angebrachte elektrische Zündvorrichtung betätigt.

Die Bildung der Ladung erfolgt vor dem Einlassventil derart, dass die Luft in feinen Strahlen mit hoher Geschwindigkeit in den Gasstrom eindringt; zur Einstellung des Mischungsverhältnisses dient eine im Luftzuführungsrohr befindliche einstellbare Klappe, sowie ein Gashahn mit Skala.

Fig. 65. Kraftgasanlage zum 20 PS-Motor der A.-G. Luther in Braunschweig.

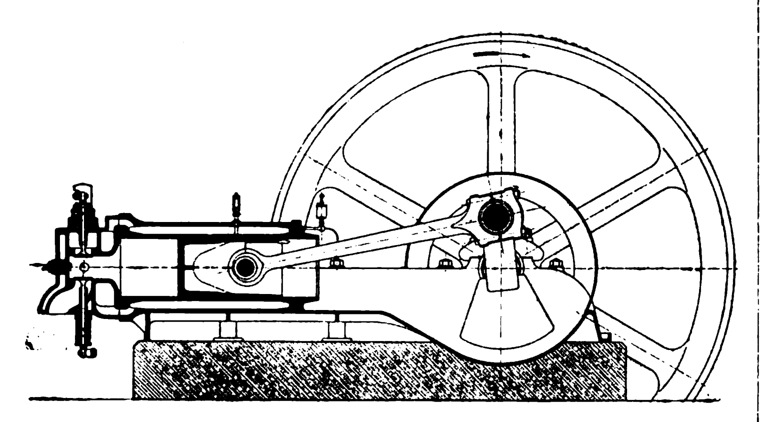


Fig. 66. Längsschnitt des 20 PS-Gasmotors der A.-G. Luther in Braunschweig.

Die Geschwindigkeitsregelung geschieht durch Füllungsänderung bei stets gleichbleibender Zusammensetzung des Ladungsgemisches. Zu dem Zwecke verstellt ein von der Steuerwelle mittels Schraubenräder angetriebener Feder-Regulator eine zwischen Mischkammer und Einlassventil eingebaute Drosselklappe dem jeweiligen Kraftbedarf des Motors entsprechend.

Eine besondere Sicherheitsvorrichtung verhütet das unbeabsichtigte Entzünden von rückständigem Verbrennungsgemisch, sobald irgendwelche Teile am Zylinder oder Ventilkopf losgenommen werden. Die Vorrichtung besteht aus einem am Gashahn angebrachten Kontakt, der die Stromzuführung zum Zylinder bei geschlossenem Hahn unterbricht. Eine zweite Sicherheitsvorrichtung bewirkt das selbsttätige Schliessen der Luftklappe, sobald die Maschine aus irgend welchem Grunde in Stillstand kommt. Dadurch wird der Austritt grösserer Gasmengen verhütet, falls übersehen wurde, den Gashahn sofort nach erfolgtem Stillstand der Maschine zu schliessen.

Zur Zylinderschmierung dient eine kleine, von der Maschine angetriebene Pumpe mit Schauglas; Kurbel- und Kolbenzapfen erhalten Abstreichschmierung.

Die zum Motor gehörige Kraftgasanlage (Fig. 65) besteht aus dem Generator, einer Wasservorlage, dem Scrubber und dem Reiniger. Der Generator bildet einen ausgemauerten zylindrischen Schachtofen, dessen gleichzeitig als Verdampferschale dienender Deckel in der Mitte die mit Doppelverschluss versehene Fallrohrvorrichtung für das Brennmaterial trägt. Der durch die abziehenden Generatorgase geheizte Verdampfer steht einerseits mit der atmosphärischen Luft, anderseits mit dem unter dem Rost befindlichen, luftdicht abgeschlossenen Raume in Verbindung; die Temperatur des in ihm befindlichen Wassers lässt sich mittels Regulierschiebers auf konstanter, der jeweiligen Belastung des Motors entsprechenden Höhe halten.

Fig. 65 zeigt die Anlage mit und ohne Sägemehlreiniger. Der Gaskessel dient zur Milderung der beim plötzlichen Ansaugen des Motors auftretenden Stösse in der Gasleitung.

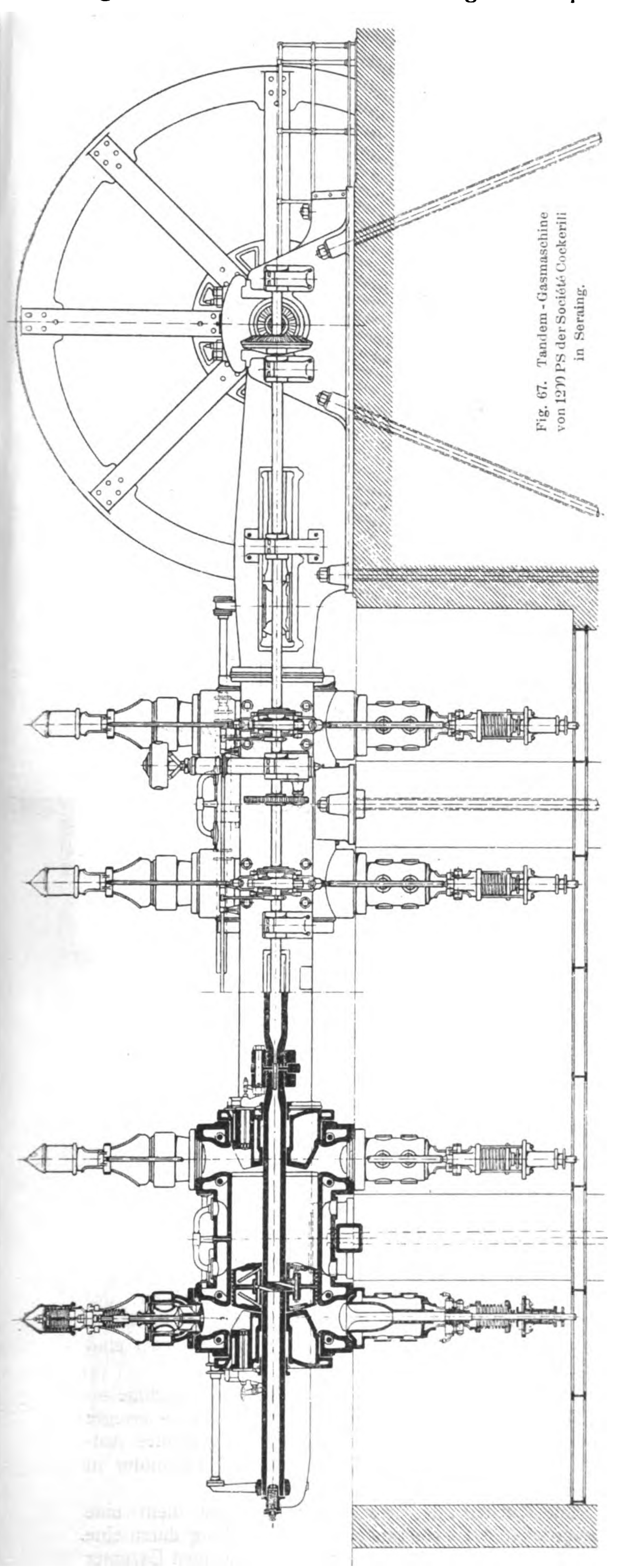


Fig. 67. Tandem-Gasmaschine von 1200 PS der Société Cockerill in Seraing.

14. Société John Cockerill in Seraing.

Die grösste von der Firma ausgestellte Gasmaschine ist eine liegende 1200 PS_e entwickelnde, im Viertakt arbeitende doppeltwirkende Tandemmaschine für Hochofengas. Sie hat zwei Zylinder von je 1000 mm Durchmesser; der Kolbenhub beträgt 1100 mm, die Umdrehungszahl 100 in der Minute.

Fig. 67 zeigt die äussere Ansicht bezw. einen Längsschnitt dieser Maschine mit zwei durchgehenden kastenförmigen Balken; sie soll nach Schluss der Ausstellung zum Walzwerkbetriebe in den Werken von *Cockerill* dienen.

Eine andere ausgestellte liegende 500 pferdige Zwillings-Gasmaschine von je 600 mm Zylinderdurchmesser, 800 mm Hub und 135 minutlichen Umdrehungen für Koksofengas ist auf der Ausstellung als Lichtmaschine in Betrieb und wird hier mit Leuchtgas gespeist.

Die Zylinder beider Maschinen sowie die Deckel sind aus Gusseisen gefertigt und behufs Kühlung von Wassermänteln umgeben.

Die Kreuzkopfführung ist mit den zugehörigen Zylindern verschraubt. Die gusseisernen Schalen der Kurbelwellenlager sind mit Weissmetall ausgegossen und nachstellbar. Bei der 1200 PS-Maschine ist die Kurbelwelle noch in einem Aussenlager geführt.

Die aus Gusstahl hergestellten, hohlen Kolben tragen gusseiserne Dichtungsringe. Die ebenfalls hohlen, gleichwie die Schubstangen aus Schmiedestahl gefertigten Kolbenstangen haben Wasserkühlung, die sich bei der Tandemmaschine auch auf beide Kolben erstreckt. Die gusseisernen Kreuzkopfschuhe sind mit Weissmetall ausgefüttert.

Die Kurbelwellen bestehen aus mehreren miteinander verbundenen Teilen: den eigentlichen Wellen, den Zapfen — beide aus Schmiedestahl — sowie aus den mit den Gegengewichten aus je einem Stück gefertigten Kurbelarmen aus Gusstahl.

Ein elektrisch angetriebenes, in Nähe des Aussenlagers der Tandemmaschine aufgestelltes Drehwerk wirkt auf den inneren Zahnkranz des Schwungrades und bringt dieses bezw. die Maschine in die Anlasstellung. Der Stromkreis für die Zündung kann, so lange das Drehwerk arbeitet, nicht geschlossen werden.

Der Augenblick der Zündung lässt sich mittels Daumen der Steuerwelle für jede beliebige Geschwindigkeit der Maschine einstellen. Ein Zentrifugalregulator wirkt auf den Gaseinlass bei *unveränderlicher* Verdichtung der in den Zylinder tretenden Ladung. Luft- und Gaseinlassventile sind, wie Fig. 68 erkennen lässt, oberhalb, die wassergekühlten Auspuffventile unterhalb der Zylinderachse angeordnet.

Die Steuerklinke wird durch eine an der Ventilhaube gelagerte Daumenscheibe ausgelöst, deren Schwingungen vom Regulator beeinflusst werden. Der Luftschieber ist mit der Spindel des Einlassventils fest verbunden, während das doppelsitzige Gasventil auf einer Hülse sitzt, deren darüber liegende Feder von der abwärts gehenden Ventilspindel gespannt wird. Das Gasventil öffnet zeitlich nach dem Einlassventil, sobald sein Hebel vom Regulator freigegeben wird, und zwar entsprechend dem Hube des Luftschiebers („Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing." 1905, S. 1420).

Für Antriebsmaschinen von Gebläsen usw. wendet die *Société Cockerill* eine Regelung mit *veränderlicher* Verdichtung an.

Fig. 69 zeigt eine solche Steuerung mit kraftschlüssigem Antrieb der Ein- und Auslassorgane. Gasventil-

Luftschieber und Einlassventil öffnen hier gleichzeitig, wobei die Schliessbewegungen durch Luft- und Oelpuffer gedämpft werden.

Zum Anlassen der Maschinen dient Pressluft, die in je einem besonderen Kompressor erzeugt wird.

Die dritte von der *Société Cockerill* ausgestellte stehende, doppeltwirkende Zwillingsgasmaschine von 150 PS_e für Hochofengas arbeitet ebenfalls im Viertakt; sie hat Zylinder von je 325 mm Durchmesser für 350 mm Hub und läuft normal mit 280 minutlichen Umdrehungen.

ständiger Verbindung mit dem Dampfmantel, derart, dass sowohl die Kolbenflächen, als auch die Aussen- und Innenseite der in der Mitte geteilten Laufbüchse von Frischdampf geheizt werden. Damit sollen, wie angestellte Versuche ergeben haben, äusserst günstige Verbrauchszahlen erreicht worden sein.

Seitlich an jedem Zylinderende befindet sich ein Hauptschieber zur Regelung der Ein- und Ausströmung des Dampfes, die abwechselnd durch je eine Oeffnung am unteren Teile des Zylinders erfolgt, sowie ferner ein in-

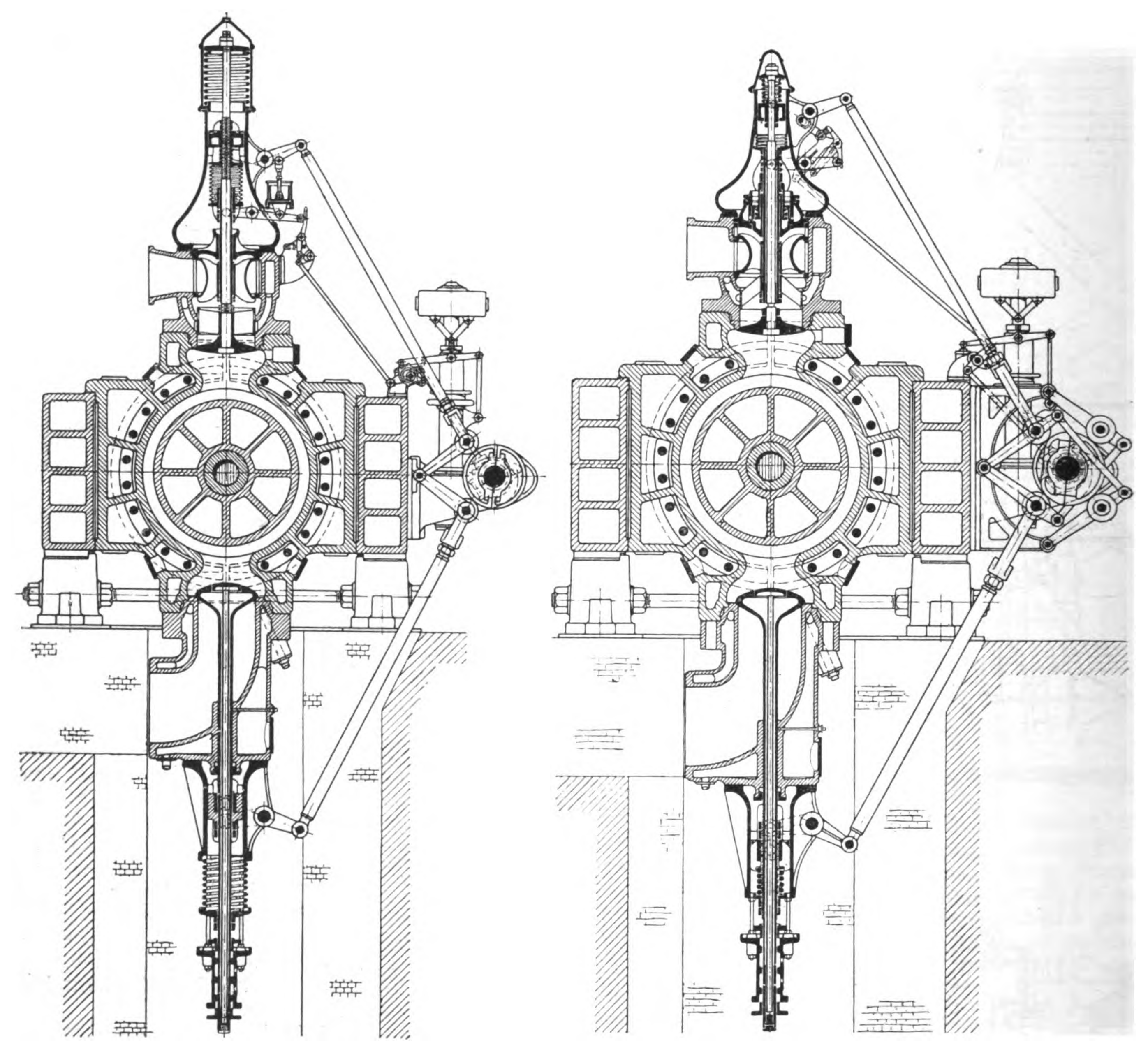


Fig. 68. Steuerung der Tandem-Gasmaschine der Société Cockerill in Seraing für unveränderliche Verdichtung.

Fig. 69. Steuerung der Tandem-Gasmaschine der Société Cockerill in Seraing für veränderliche Verdichtung.

Fig. 70—72 zeigen die von *Cockerill* ausgestellte Zwillings-Verbundmaschine, Bauart *François,* mit Kondensation und mit Dampfverteilung durch Kolbenschieber; sie entwickelt 300 PS mit 140 minutlichen Umdrehungen.

Die Hauptabmessungen sind folgende:

Durchmesser des Hochdruckzylinders . .	375	mm
„ „ Niederdruckzylinders .	650	„
Gemeinsamer Kolbenhub	750	„

Zur Verminderung der Eintrittskondensation ist Kolbenheizung vorgesehen, und zwar stehen die zu dem Zwecke angeordneten Doppelkolben jedes Zylinders in be-

mitten des ersteren gleitender Expansionsschieber, der unter Mitwirkung des Regulators die Dampfzufuhr früher oder später abschneidet (s. Fig. 72). Beide Schieber sind als Kolbenschieber ausgebildet.

Die von *Cockerill* vorgeführte Walzenzugmaschine — eine Drillings-Tandemmaschine von 10000 PS — erregte wegen ihrer gewaltigen Abmessungen allgemeines Aufsehen; sie wurde zeitweise durch einen Elektromotor in Bewegung gesetzt.

Zur Umsteuerung usw. jeder Maschine dient eine *Allan*sche Kulissensteuerung, deren Einstellung durch eine besondere Hilfsmaschine erfolgt; die zugehörigen Exzenter

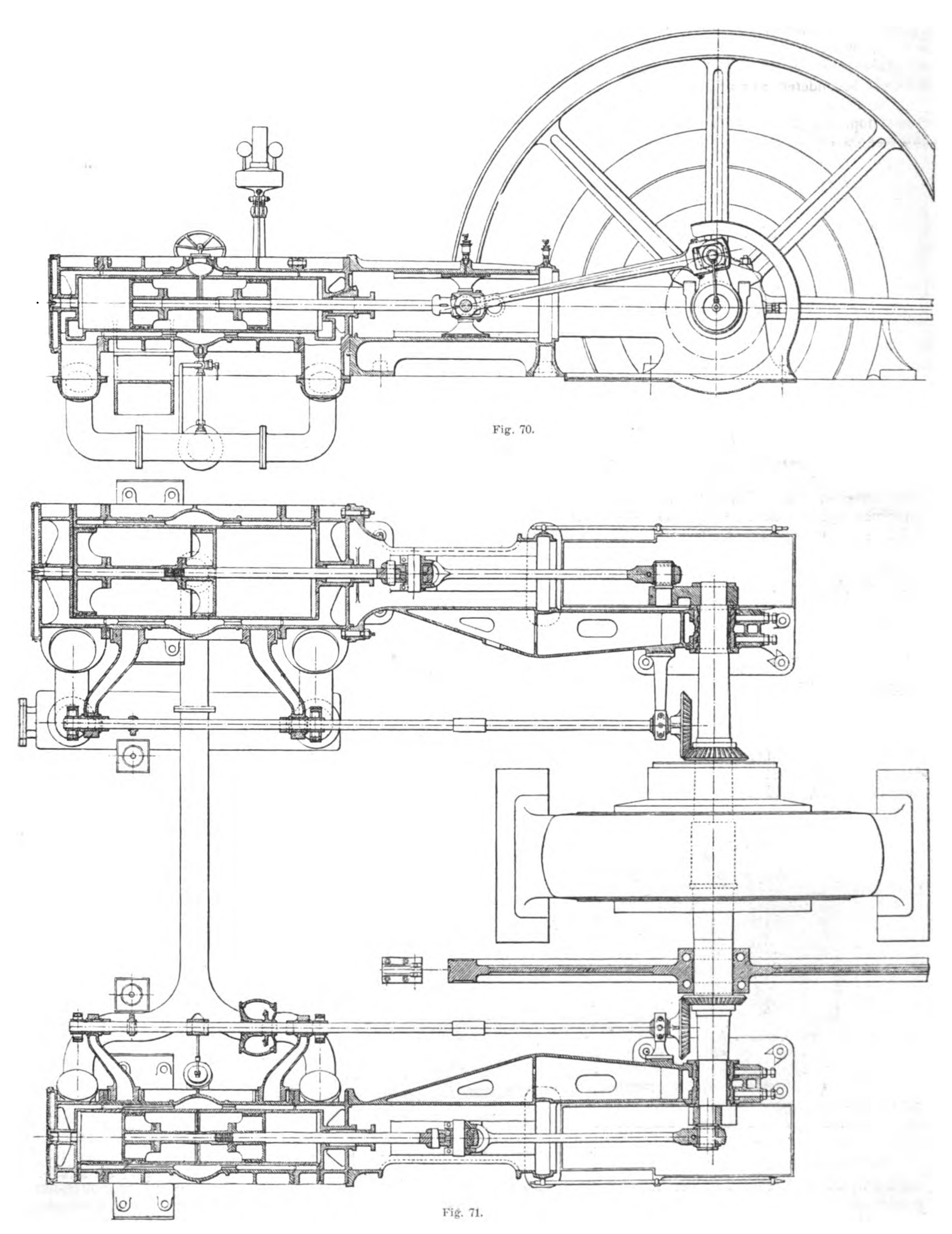


Fig. 70.

Fig. 71.

Fig. 70 und 71. Zwillings-Verbundmaschine, Bauart François, der Société Cockerill in Seraing.

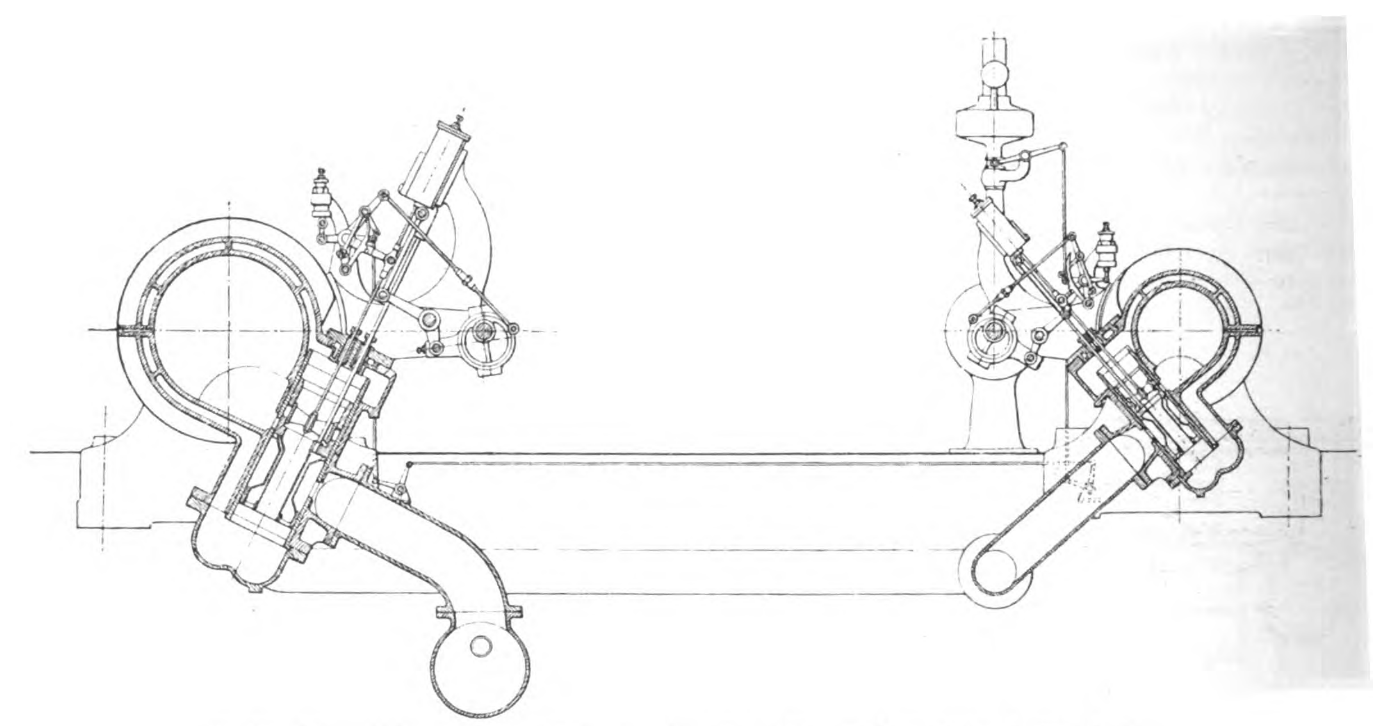


Fig. 72. Kolbenschieber zur Zwillings-Verbundmaschine, Bauart François, der Société Cockerill in Seraing.

sind auf einer durch Zahnräder mit der Hauptwelle verbundenen Steuerwelle befestigt. Die Dampfverteilung der mit Frischdampf geheizten Hoch- und Niederdruckzylinder von 900 bezw. 1350 mm Durchmesser wird durch Kolbenschieber geregelt.

(Fortsetzung folgt.)

Das Eisenbahn- und Verkehrswesen auf der Weltausstellung in St. Louis 1904.

Von Professor **M. Buhle** und Dipl.-Ing. **W. Pfitzner**, Dresden.

(Fortsetzung von S. 533 d. Bd.)

Güterwagen.

Wie bereits einleitend erwähnt wurde, waren unter den Güterwagen fast nur Wagen für besondere Zwecke, Schnellentlader, Kühlwagen usw. zur Schau gestellt, über

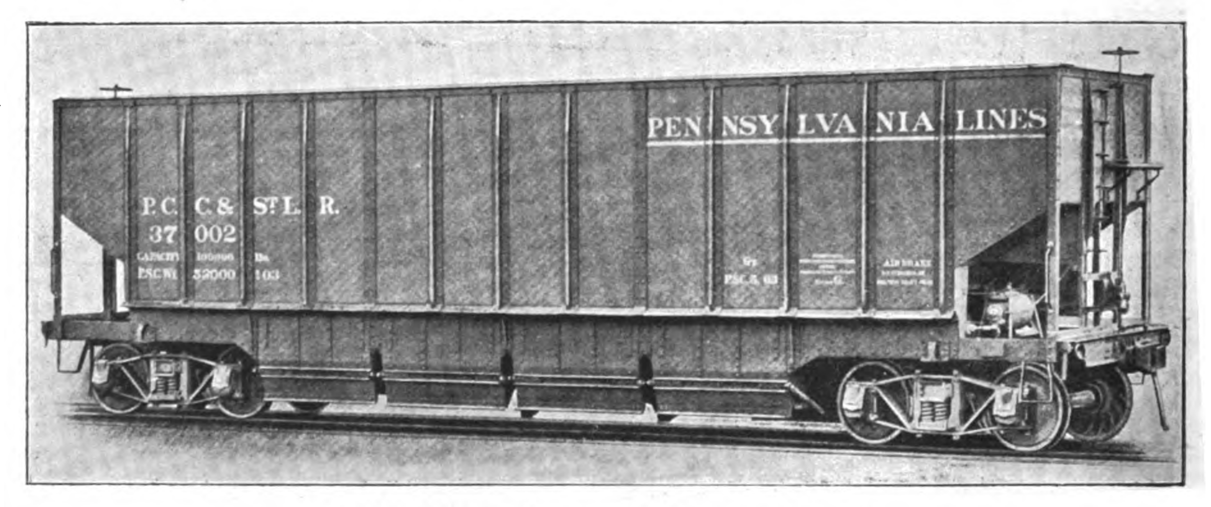


Fig. 102. Kokswagen der Pressed Steel Car Co., Pittsburg, Pa.

welche in D. p. J. zum Teil bereits wiederholt berichtet worden ist.

Die Wagen der Schoen Pressed Steel Co., Pittsburg, Pa., und der Bettendorf Axle Co., Davenport, Jowa.

In Nordamerika herrscht bekanntlich das Bestreben, den Güterverkehr durch schwere Züge mit grossen Wagen zu bewältigen; durch den Bau solcher grossen Güterwagen (Fig. 102) haben sich besonders die oben bezeichneten Firmen ausgezeichnet.[48]) Wohl wenige Neuerungen in der Technik haben eine so schnelle und erfolgreiche Entwickelung aufzuweisen, wie die Anwendung gepressten Eisens bei den amerikanischen Eisenbahnbetriebsmitteln. Etwa im Jahre 1888 begann man in den Vereinigten

[48]) Vergl. *Buhle*, D. p. J. 1904, Bd. **319**, Seite 324 u. f., ferner „Wasser- und Wegebau" 1904, Seite 261 u. f., sowie „Deutsche Bauzeitung" 1904, Seite 522 u. f.



Staaten im kleinen Masstabe mit der Anfertigung von Gegenständen aus gepresstem Eisen, die bei den Güterwagen zunächst an die Stelle von Gusseisen treten sollten, weil sie sich bei geringeren Kosten stärker und dauerhafter gestalten liessen. Die Praxis bestätigte dies und zeigte zugleich, dass eine bedeutende Ersparnis an Wagengewicht erzielt wurde.

Die früher bei den nordamerikanischen Güterwagen üblichen Holzquerschnitte der Drehgestelle werden beispielsweise jetzt vollständig aus Eisen hergestellt. Die

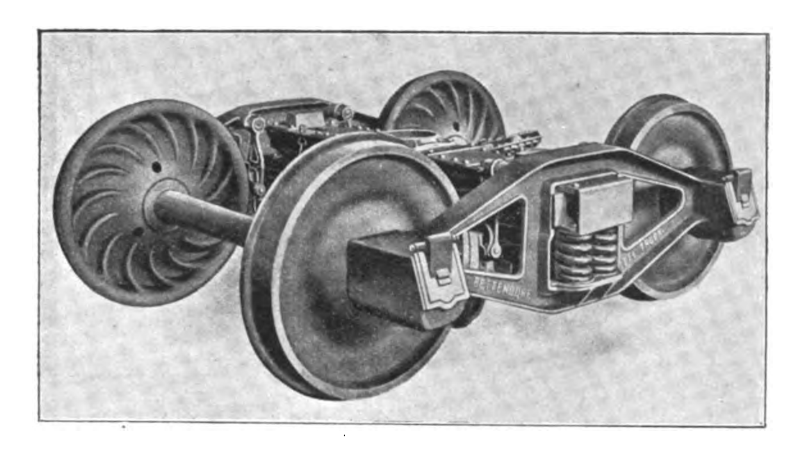


Fig. 103. Drehgestell der Bettendorf Axle Co., Davenport, Jowa.

Fig. 103—105 zeigen eine solche Konstruktion der *Bettendorf Axle Co., Davenport, Jowa.*[49]) Die fast durchgehends auch bei Personenwagen angewandten Schraubenfedern sind auch hier benutzt. Die Vorteile der eisernen Querbalken liegen in der stärkeren und dauerhafteren Unterstützung für den Wagenkörper und in der Ersparnis an Gewicht und Reparaturen. Ebenso werden die gesamten Drehgestelle und auch die Rahmen für die Wagenkasten sowie diese selbst vollständig aus Eisen hergestellt. Das gilt besonders für die sogenannten *Selbstentlader*, die mit einem Raumgehalt von 32—72 cbm und mehr gebaut und

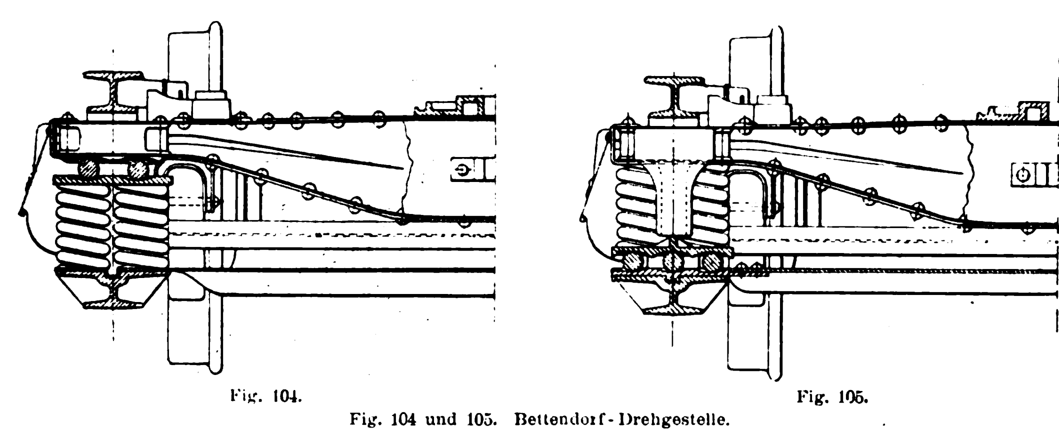


Fig. 104. Fig. 105.

Fig. 104 und 105. Bettendorf-Drehgestelle.

zum Zwecke leichteren und schnelleren Entladens mit geneigten Stirnwänden und mit Bodenklappen ausgesattet werden (Fig. 102).

Die Möglichkeit der Selbstentladung bildet einen ausserordentlich grossen Vorteil dieser Wagengattung. Dass durch die Bodenform meist auch die Stärke und Haltbarkeit des Wagens recht beträchtlich erhöht wird, ist selbstverständlich. Namentlich von Bedeutung ist diese Tatsache im Hinblick auf den Rangierbetrieb, bei dem die selbsttätigen Kupplungen (s. unten) und das Bestreben, Zeit zu ersparen, heftige Stösse verursachen. Seit Einführung der Eisenwagen ist die früher alljährlich recht grosse Anzahl von „Wracks" erheblich zurückgegangen.

[49]) Vergl. auch „Railroad Gazette" 1904, No. 24, Seite 445 u. f.

Dabei ist bemerkenswert, dass ein solcher Wagen von z. B. 50 t Ladegewicht ungefähr für dieselben Kosten f. d. t Nettolast hergestellt werden kann wie ein guter Holzwagen von 30 t Aufnahmefähigkeit.

Vor allem eignen sich die eisernen Wagen zur Beförderung von Kohlen, Koks, Erzen, Steinen und ähnlichen stückigen Stoffen.

Es dürfte nicht uninteressant sein, die Hauptabmessungen des in Fig. 102 wiedergegebenen Kokswagens kennen zu lernen:

Grösste Höhe 12′ $9^1/_2$″	=	3899 mm
„ Länge 42′	=	12801 „
„ Breite 10′	=	3048 „
Max. Inhalt 3384 cb′	=	95,8 cbm
Wagengewicht rd. . . .		16600 kg
Drehgestellgewicht rd. . .		7400 „
Gesamtgewicht rd. . . .		24000 kg
Tragfähigkeit rd.		49900 „ ∾ 50 t.

Selbstverständlich sind zur Herstellung dieser Wagen viele Sondermaschinen nötig geworden, und ein grosses Kapital ist darin angelegt; aber die Aussichten auf die immer grössere Verwendung der Fabrikate sind so gut, dass man die Kosten nicht gescheut hat.

Mehr und mehr stellte sich jedoch auf verschiedenen Strecken, so insbesondere z. B. auf der *Chicago-*, *Burlington-* und *Quincy*-Bahn das Bedürfnis heraus nach der Möglichkeit einer besseren Ausnutzung solcher Spezialwagen, und daraus haben sich vor allem die Wagen der

Rodger Ballast Car Co., Chicago, Ill.,

entwickelt. Die in Fig. 106—110 dargestellten Betriebsmittel dieser Art *(multi-service-freight-cars)* lassen unschwer erkennen, in welch' einfacher Weise offene Güterwagen bezw. Flachbodenwagen gewöhnlicher Art in schnellentladende Trichterwagen (und umgekehrt) verwandelt werden können. Diese Wagen dienen dazu, die früher vielfach unumgänglichen Leerfahrten derselben zu vermindern. Als Trichterwagen können sie zur Beförderung von Kohlen und Erzen, als Flachbodenwagen für Stückgüter benutzt werden. Will man den Trichterboden gebrauchen, so werden die im Boden befindlichen Klappen geöffnet (Fig. 109); schliesst man dagegen die Bodenklappen, so hat man einen Flachbodenwagen (Fig. 108 und 110).

Auf die in St. Louis ebenfalls vertreten gewesenen Selbstentlader der

Goodwin Car Co., New York, N. Y.

war auch bereits in D. p. J. 1904, **319**, S. 324 u. f. eingegangen; jedoch sei hier an der für sich selbst sprechenden Fig. 111 wiederholt darauf hingewiesen, dass der den Selbstentladern vielfach gemachte Vorwurf der zu hohen Schwerpunktslage ebenso unberechtigt ist wie bei vielen der amerikanischen Lokomotiven, weil eben die Tatsache ebenso unbedenklich ist wie bei letzteren. Bereits auf Seite 217 d. Bds. war bei der Besprechung dieses Umstandes mit bezug auf Spalte 20 der Zusammenstellung 1 auf Seite 259 und 260 hervorgehoben, dass die



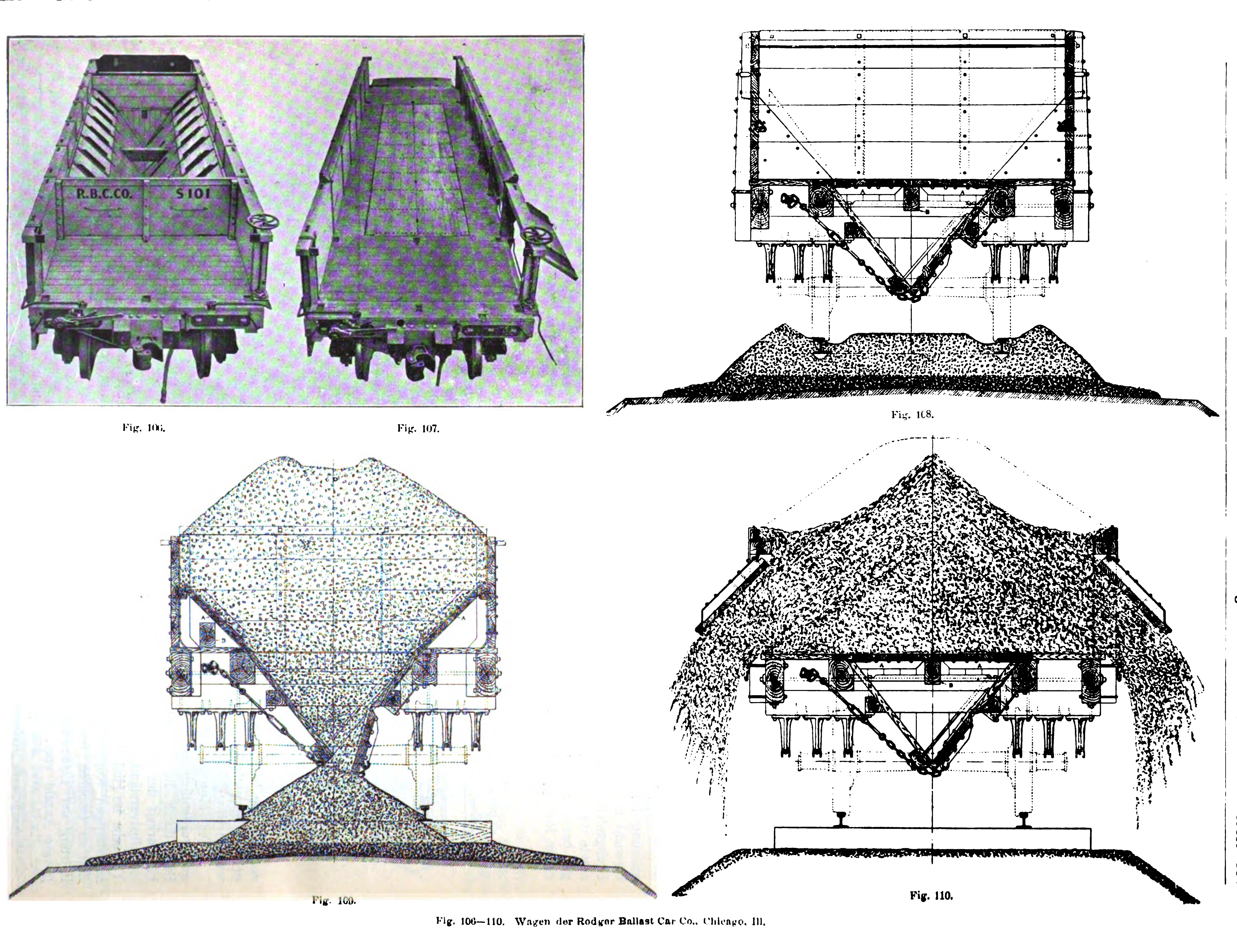


Fig. 106.

Fig. 107.

Fig. 108.

Fig. 109.

Fig. 110.

Fig. 106—110. Wagen der Rodger Ballast Car Co., Chicago, Ill.

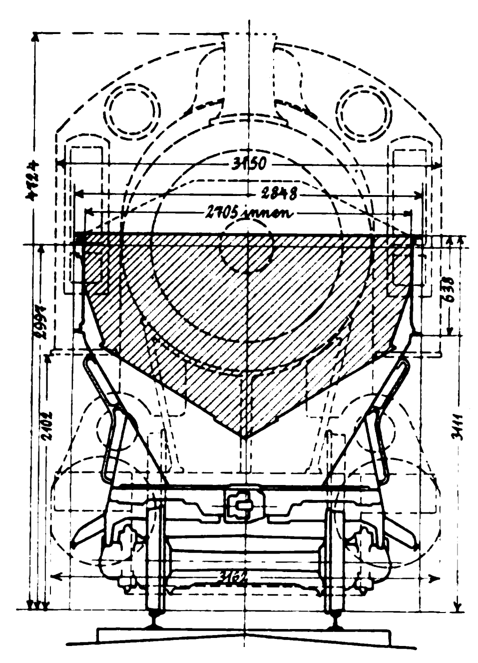


Fig. 111. Vergleich zwischen Lokomotive und Goodwin-Selbstentlader (Schwerpunktslage).

Ruhe des Ganges durch die hohe Schwerpunktslage kaum beeinflusst würde und jedenfalls für die Laufsicherheit keine Gefahr bestände. Und in der Tat ist bereits vielfach diese Erkenntnis auch bei uns durchgedrungen; denn man ist heute hinsichtlich der hohen Lage der Kesselachse bei Lokomotiven nicht mehr so ängstlich wie früher, und

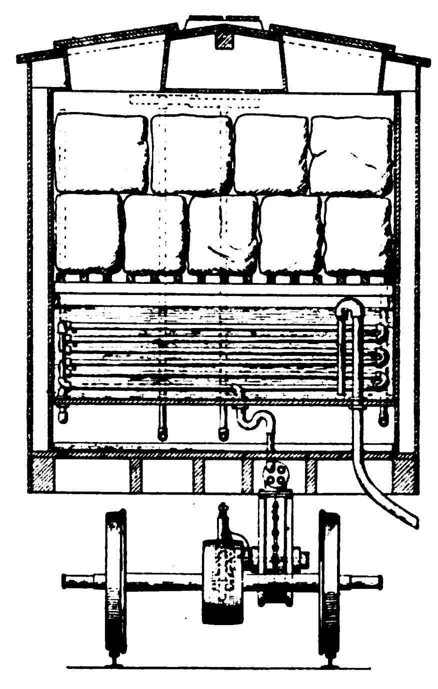


Fig. 112. Eis- und Wasserbehälter der Johnson-Kühlwagen.

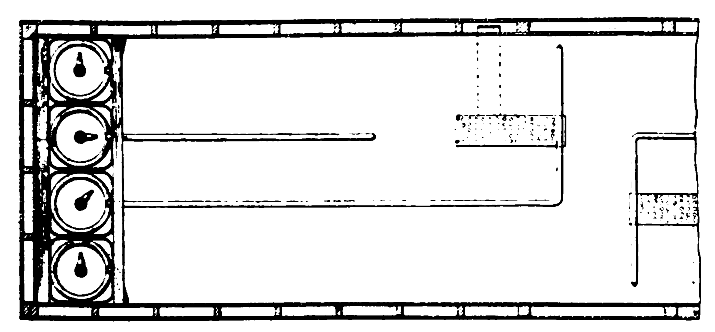


Fig. 113. Anordnung der Lufteinlassöffnungen bei Johnson-Kühlwagen.

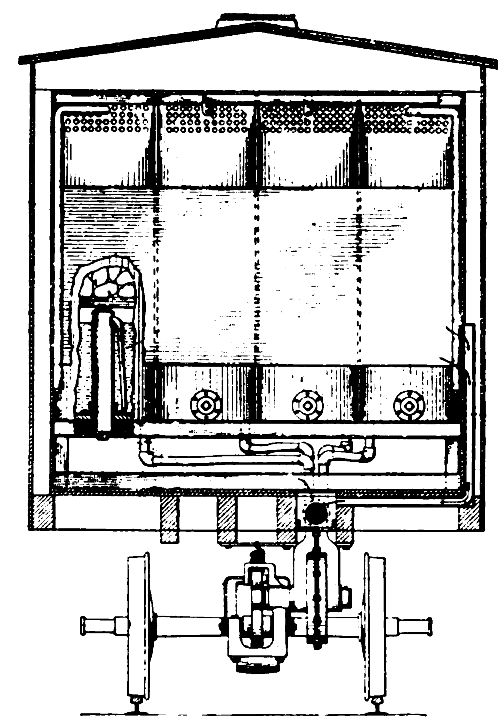


Fig. 114. Luftauslass (Johnson-Kühlwagen).

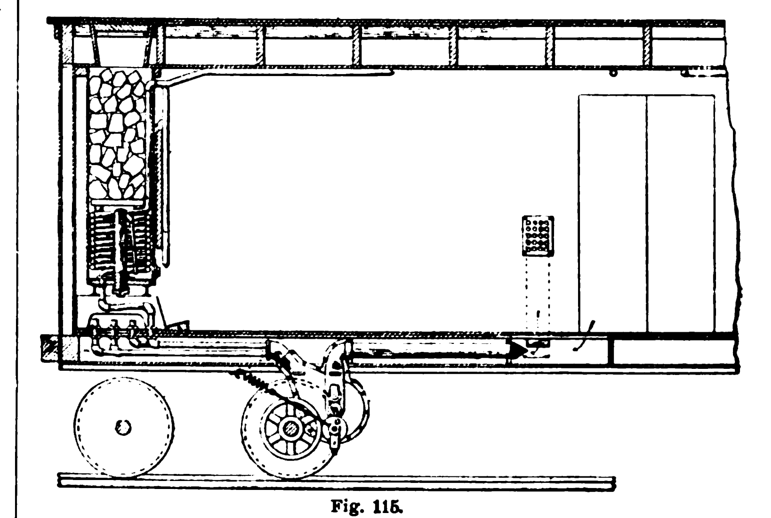


Fig. 115.

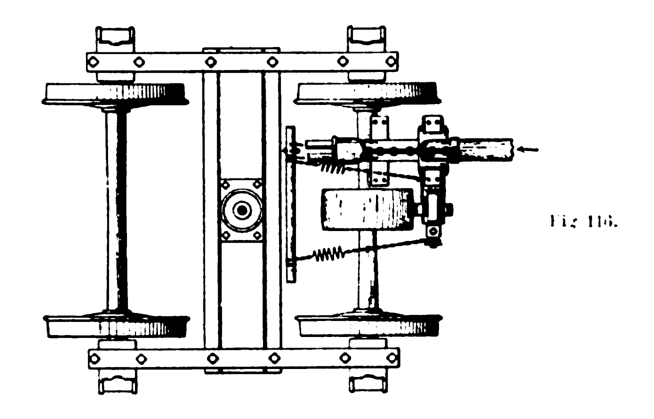


Fig. 116.

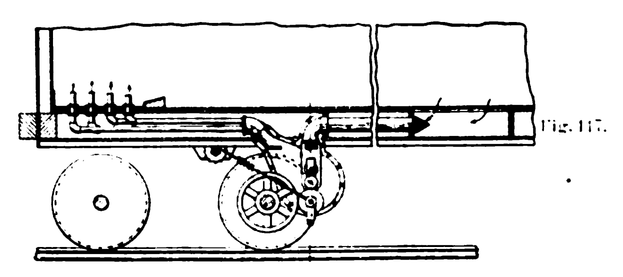


Fig. 117.

Fig 115—117. Schema der Luftzirkulation im Kühlwagen der Johnson Refrigerator Co., Chicago.

so ist mehr und mehr zu hoffen, dass man auch bei uns sich der Vorzüge der Selbstentlader mehr als bisher bewusst werde.

Die Kühlwagen der Johnson Automatic Refrigerator Co., Chicago, Ill.

Von den Kühlwagen die in den Vereinigten Staaten aus leicht erklärlichen Gründen eine noch wesentlich grössere Rolle spielen als hierzulande — über 100 000 sind dort im Betrieb —, seien besonders diejenigen hervorgehoben, welche von der soeben genannten Firma ausgestellt gewesen sind; im ganzen hatten drei Firmen sich auf diesem Gebiete beteiligt.

Die Kühlwagen, welche insbesondere zur Beförderung von Milch und Bier sowie von Lebensmitteln wie Fischen, Fleisch, Früchten, Käse, Butter und dergl. dienen, sind mit Wasserbehältern aus Blech ausgerüstet. Unter den Eiskammern angeordnet, dienen diese zur Aufnahme des Eiswassers (Fig. 112) und eines von letzterem umspülten Rohrsystems, durch welches Luft geblasen wird. Der Einlass für die Luft befindet sich im mittleren Teil des Wagenbodens (Fig. 113), der Auslass an der Decke der Wagenenden (Fig. 114). Die Auslassröhren sind perforiert, und zwar sind die Oeffnungen so angeordnet, dass die Luftzirkulation möglichst gleichmässig nach allen Teilen des Wagens erfolgt, so dass überall nahezu dieselbe Temperatur herrscht. Die Zirkulation der Luft durch die Röhren wird durch einen von einer Wagenachse mittels Reibungsrädern angetriebenen Ventilator bewirkt, der unter dem Wagenkasten angebracht ist (Fig. 115—117).

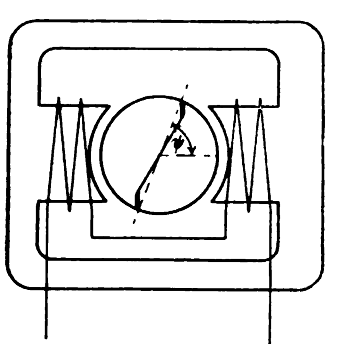
Inbezug auf gewisse bemerkenswerte Betriebsmittel-Elemente, die als solche ausgestellt waren bezw. sich an etlichen zur Schau gestellten Wagen befanden, und besonders hervorgehoben zu werden verdienen, sei hier verwiesen auf den Abschnitt D: *Einzelteile* (Räder, Achsbuchsen usw.). (Fortsetzung folgt.)

Kommutator-Motore für einphasigen Wechselstrom.

Von Dr. **Albert Hoerburger**, Berlin.

(Fortsetzung von S. 763 d. Bd.)

4. *Der Repulsionsmotor.* Die in Fig. 20 angegebene Schaltung leitet über auf eine weitere Reihe vom Kommutatormotoren, die als Repulsionsmotore bezeichnet werden. Wenn man nämlich die beiden Felder, die auf einander senkrecht stehen, aber stets in Phase sind, zusammen nimmt, so erhält man ein resultierendes Feld, dessen Achse in der Mitte der beiden Wicklungen liegt. Die beiden Feldspulen können also durch eine einzige ersetzt werden. Die Bürsten sind nun nicht in der Achse dieser Spule anzubringen, sondern um einen bestimmten $\measuredangle \psi$ verschoben (Fig. 22). Dieser Motor ist von *Thomson* zuerst im amerikanischen Patent 430 328 angegeben worden. In



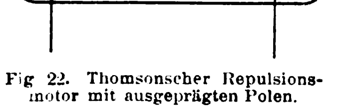


Fig 22. Thomsonscher Repulsionsmotor mit ausgeprägten Polen.

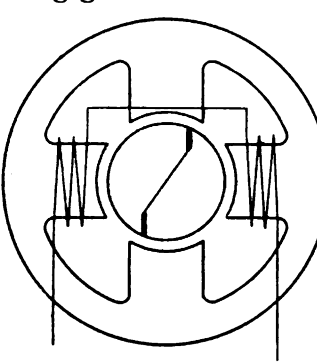


Fig. 23. Repulsionsmotor mit blinden Polen nach Lake.

der Ausführung zeigte er ein Feld mit ausgeprägten Polen und einen gewöhnlichen Gleichstromanker mit kurzgeschlossenen Bürsten, die aus der Feldachse herausgedreht waren. Bei einem derartigen Motor ist aber die Gestaltung mit ausgeprägten Polen sehr ungünstig. Das Feld kann sich nämlich nur in der Richtung der Pole ausbilden, während doch schon aus der Entstehung des Motors aus der doppelpoligen Wicklung leicht einzusehen ist, dass für die gute Wirkung das Entstehen eines Querfeldes von grösster Wichtigkeit ist. Das zur Ausbildung eines Drehfeldes und zur Kompensierung der Kurzschlussströme notwendige senkrechte Feld wird bei ausgebildeten Polen unterdrückt und der Motor wird einen schlechten Wirkungsgrad und grosse Phasenverschiebung, kleines Drehmoment und grosse Stromaufnahme besitzen. Zum Teil werden diese Nachteile aufgehoben durch eine Anordnung, die *H. H. Lake* durch das britische Patent 20 241/94 geschützt ist. Wie aus Fig. 23 ersichtlich, sind zwischen den eigentlichen bewickelten Polen noch weitere, sogen. blinde Pole angebracht, welche die Ausbildung des Querfeldes ermöglichen. Im allgemeinen wird man jedoch beim Repulsionsmotor gleichmässig verteilte Ständerwicklung anwenden; das Schema ist in Fig. 24 gezeichnet.

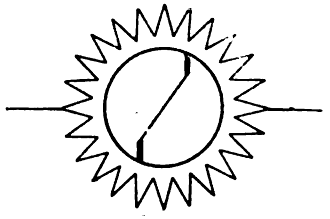


Fig 24. Repulsionsmotor mit verteilter Statorwicklung.

Ein derartiger Motor hat auf den ersten Anblick etwas verblüffend einfaches, eine einphasige Ständerwicklung, die für jede beliebige Spannung gewickelt werden kann, einen Läufer, der gar keine elektrische Verbindung nach aussen hat, sondern nur einen Kurzschluss zwischen den Bürsten. Es ist in der Tat unbegreiflich, dass ein derartig konstruktiv einfacher Motor, der, wie später gezeigt wird, ganz gute Eigenschaften besitzt, jahrelang bei uns nicht nur nicht angewandt, sondern nicht einmal bekannt war. Erst durch das neu erwachte Interesse an den Einphasenwechselstrom-Kommutatormotoren ist auch dieser Motor bekannt geworden.

Dass in einem derartigen Motor überhaupt ein Drehmoment zustande kommt, zeigen die Fig. 25, 26 und 27, in denen eine einfache Spule in einem zweipoligen Wechselfeld in drei verschiedenen Stellungen gezeichnet ist. In der Stellung der Fig, 25 wird in der Spule ein grosser Strom induziert; der Strom ist in Phase mit dem Felde und jeder Pol übt auf den unter ihm liegenden Teil der Spule ein grosses Drehmoment aus. Trotzdem tritt keine Bewegung ein, weil die beiden Drehmomente einander

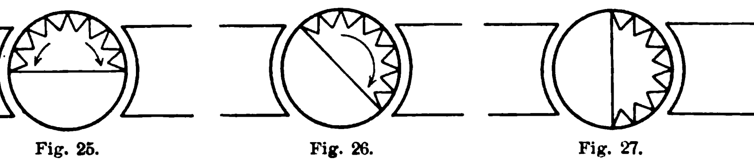


Fig. 25. Fig. 26. Fig. 27.

Fig. 25—27. Spule im Wechselfeld.

gleich, aber entgegengesetzt sind. Die Spule ist im labilen Gleichgewicht. In der Stellung der Fig. 26 wird gleichfalls in der Spule ein Strom induziert, das Drehmoment bewegt die Spule derartig, dass in ihr kein Strom mehr erzeugt wird, die Spule wird also solange gedreht, bis sie im stabilen Gleichgewicht der Fig. 27 sich befindet. Soll eine derartige Vorrichtung in ständiger Bewegung bleiben, so ist die Wicklung geschlossen auszuführen und in der Stellung der Fig. 26 durch Bürsten kurzzuschliessen.

Um klarzulegen, wie in einem derartigen Motor die Felder entstehen und verteilt sind, sind dieselben in die Fig. 28 eingezeichnet worden. Die Achse der Stromzuleitungen zum Stator $a\ b$ schneide den Rotor in den Punkten $\alpha\ \beta$ und die Bürstenachse $c\ d$ schneide auf dem Stator die Punkte $\gamma\ \delta$ aus. Durch den in den Statorwindungen fliessenden Strom wird im Rotor ein Strom induziert, der, falls die Bürstenachse $c\ d$ mit der Achse $a\ b$ zusammenfallen würde, den Statorstrom aufheben, also entgegengesetzte Richtung haben würde. Da die Achsen um den Winkel ψ verschoben sind, so überwiegt das grössere Stück und die Ströme verlaufen im Rotor wie in der Fig. 25 eingezeichnet. Wie man sieht, stimmt die Stromrichtung in den Stücken $a\ \gamma$ und $a\ c$ bezw. $b\ \delta - \beta\ d$ überein.

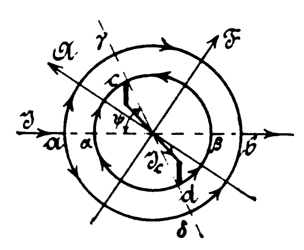


Fig. 28. Verteilung der Felder im Repulsionsmotor.

Diese Amperewindungen bilden gewissermassen einen Doppelgürtel von Windungen und erzeugen in der dazu senkrechten Achse ein Feld, welches offenbar das Erregerfeld des Motors, also F ist. In den anderen Stücken der Wicklung sind die Ströme einander entgegengesetzt, dieselben stehen daher im Verhältnis von Anker und Kompensationsspule zueinander, und es bildet sich ein Querfeld A senkrecht zum Erregerfeld aus. Das Erregerfeld wird demnach nicht allein vom Stator, sondern zur Hälfte auch vom Rotor das Kompensationsfeld im Rotor gebildet. Beim *Winter-Eichberg-Latour*-Motor lagen die Verhältnisse gerade umgekehrt, wenn man davon absieht, dass hier das Erregerfeld zum Teil auch noch im Rotor gebildet wird. Man sieht ohne weiteres, dass die Stellung der Bürsten von ausschlaggebendem Einfluss auf das Verhalten des Motors sein muss; durch Verschieben der Bürsten in einem oder anderm Sinne kann man das Erregerfeld schwächen oder verstärken, event. sogar in seiner Richtung umkehren, wenn die Bürstenachse auf die andere Seite der Statorachse geschoben wird. Im nachstehenden soll noch kurz das Diagramm der Spannungen im Repulsionsmotor gegeben werden, in derselben einfachsten Weise, wie bei den anderen Motoren.

Da die Felder A und F nicht mit der Bürstenachse zusammenfallen, sondern um den Winkel $\psi/_2$ beziehungsweise $90^0 - \psi/_2$ verschoben sind, so tritt in allen Grössen der Spannungen noch eine Winkelfunktion des $\measuredangle\ \psi$ auf.

Durch das Feld F wird im Stator eine elektromotorische Kraft induziert, die in der Phase 90^0 hinter dem Felde ist und von der Grösse

$$E_{\mathrm{F\,i}} = C_{11} \,.\, v \,.\, p \,.\, \sin \psi\ B_{\mathrm{F}}$$

ist. Wenn p die Anzahl der Statorwindungen ist, so kommen für das Feld B_{F} nur die Anzahl $p \,.\, \sin \psi$ in Betracht. Da vom Felde B_{F} noch eine zweite induzierte Spannung auftritt, die ebenfalls nach der bisher gebräuchlichen Schreibweise mit $e_{\mathrm{F\,i}}$ zu bezeichnen wäre, so sollen die Spannungen im Stator diesmal mit E bezeichnet werden. Ebenso wird vom Felde B_{A} im Stator eine Spannung in der Statorwindung induziert, die um 90^0 in der Phase zurück ist:

$$E_{\mathrm{A\,i}} = C_{12} \,.\, v \,.\, p \cos \psi \,.\, B_{\mathrm{A}}.$$

Im Rotor werden durch die beiden Felder nun vier Spannungen erzeugt, zwei durch Induktion, in der Phase um 90^0 zurück, zwei durch Rotation, in Phase mit dem Feld. Ihre entsprechenden Grössen sind:

$$e_{\mathrm{F\,i}} = C_{13} \,.\, v \,.\, z \,.\, \sin \psi \,.\, B_{\mathrm{F}}$$

und $$e_{\mathrm{A\,i}} = C_{14} \,.\, v \,.\, z \,.\, \cos \psi \,.\, B_{\mathrm{A}};$$

$$e_{\mathrm{F\,g}} = C_{15} \,.\, n \,.\, z \,.\, \sin \psi \,.\, B_{\mathrm{F}}$$

und $$e_{\mathrm{A\,g}} = C_{16} \,.\, n \,.\, z \,.\, \cos \psi \,.\, B_{\mathrm{A}}.$$

Die Gesamtzahl der Rotorwindungen z ist ebenfalls für die einzelnen Felder, wegen der Verschiebung der Bürstenachse, mit der Winkelfunktion von ψ zu multiplizieren. In der Fig. 29 sind diese Spannungen in der gewohnten Weise eingetragen. Wie man sieht, tritt auch hier eine Phasenkompensation ein, indem den induzierten Spannungen eine in der Phase voreilende Spannung entgegenwirkt. Allein diese Kompensation kann in keinem Falle vollständig sein, wie bei dem früher betrachteten *Winter-Eichberg-Latour*-Motor, denn die entgegenwirkende Spannung $e_{\mathrm{A\,g}}$ kann niemals die beiden anderen Spannungen vollständig kompensieren, immerhin wird bei zunehmender Geschwindigkeit der Leistungsfaktor immer günstiger. Im allgemeinen wird also die Spannung um den $\measuredangle\ \varphi > 0$ verschoben sein und so der Motor mit einem Leistungsfaktor kleiner als 1 arbeiten.

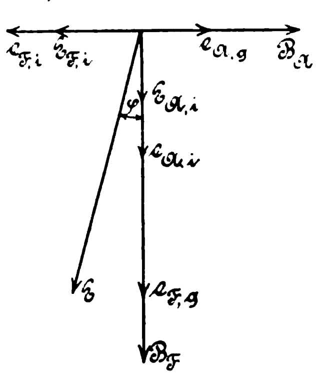


Fig. 29. Vereinfachtes Spannungsdiagramm des Repulsionsmotors.

Der Repulsionsmotor hat bei Stillstand durch die unter den Bürsten kurzgeschlossenen Windungen grosse Verluste, doch bessern sich diese Verhältnisse beim Lauf ganz bedeutend. Es bildet sich nämlich auch hier ein zwar nicht kreisförmiges, aber elliptisches Feld aus, welches die Kurzschlusspannung und damit die Verluste vermindert. Der Motor entwickelt ein grosses Anzugsmoment, um so grösser, je kleiner der Widerstand des Kurzschlusses ist. Der Leistungsfaktor nimmt mit wachsender Geschwindigkeit zu und erreicht seinen maximalen Wert

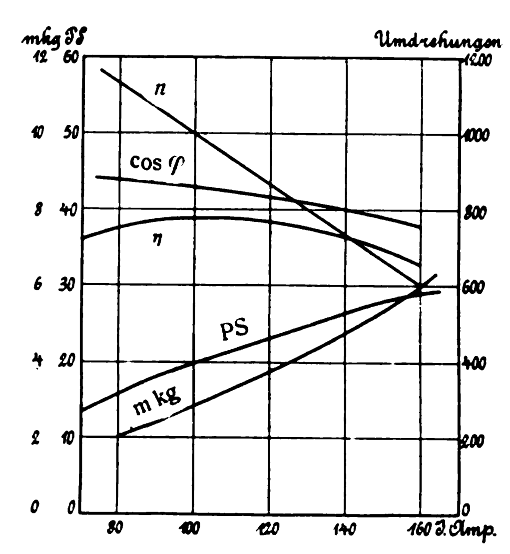


Fig. 30. Kurven des Repulsionsmotors. 25 Perioden, 220 Volt, 2 mm Luftspalt, Bürsten 70° verschoben.

bei synchronem Lauf, darnach fällt er ziemlich rasch ab. Darin verhält sich der Repulsionsmotor anders wie der Serienmotor, bei welchem der Leistungsfaktor mit steigender Tourenzahl immer weiter zunimmt. Der Repulsionsmotor kann also mit hoher Frequenz, etwa der allgemein gebräuchlichen, betrieben werden, damit der günstigste Leistungsfaktor bei vollem Lauf erreicht, aber nicht überschritten wird. Umgekehrt muss der Serienmotor mit kleiner Frequenz und grosser Polzahl betrieben werden, damit der Motor bei vollem Lauf sich in mehrfachem Uebersynchronismus befindet und einen günstigeren Wert des Leistungsfaktors erreicht. Auch beim Repulsionsmotor ist das Verhältnis der Feldamperewindungen zu den Ankeramperewindungen klein zu machen, damit die schädlichen induzierten Spannungen, welche die Phasenverschiebung bewirken, nicht zu gross werden. Beim Repulsionsmotor lässt sich dieses Verhältnis aber durch die Bürstenstellung stark beeinflussen. Das Verhalten eines Repulsionsmotors gegenüber dem Serienmotor lässt sich am besten aus den Kurven der Fig. 30 entnehmen, wobei derselbe Motor, dessen Verhalten als kompensierter Motor aus Fig. 12 zu entnehmen war, nun bei gleichem Wechselstrom als Repulsionsmotor geschaltet war.

Von grossem Nachteil ist, dass der Motor in seiner Drehrichtung nur durch die Bürstenstellung beeinflusst werden kann. Trotzdem hat die Firma *Brown, Boveri & Co.* den Motor als Bahnmotor verwendet und die Regulierung nach dem Vorschlage von *Déri* durch Bürstenverstellung mit gutem Erfolge durchgeführt. Will man eine derartige komplizierte mechanische Anordnung vermeiden, so kann man nach Fig. 31 auf dem Stator noch eine zweite Windung aufbringen, die gegenüber der ersten um den doppelten Winkel ψ verschoben ist, und nun je nach der gewünschten Drehrichtuug die eine oder die andere Spule einschalten. Damit hat man aber bereits die Einfachheit des Motors wieder aufgegeben, indem nunmehr zwei Wicklungen auf dem Stator unterzubringen sind und daher für jede nur der halbe Raum zur Verfügung steht. Eine viel bessere Lösung hat *Oerlikon* schon im Jahre 1893 gefunden und durch das schweiz. Patent 6634 schützen lassen. Die Feldwicklung auf dem Stator hat nach Fig. 32 in der Nähe der Bürstenachse nach beiden Seiten mehrere Verbindungen nach aussen. Mit Hilfe eines einfachen Umschalters ist es nun möglich, den Strom dem Stator in entsprechenden Punkten 1 1′, 2 2′ zuzuführen und so eine relative Verschiebung der Bürsten herbeizuführen. Die *General Electric Co.* hat jahrelang den Repulsionsmotor gebaut und auch für Bahnzwecke verwendet. Neuerdings aber ist diese Gesellschaft, wie oben angegeben, speziell für Bahnzwecke zur Verwendung des kompensierten Serienmotors übergegangen.

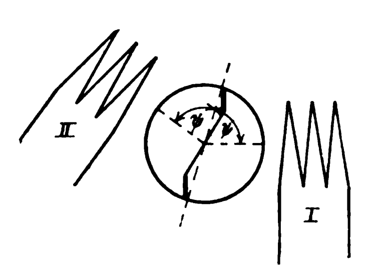


Fig. 31. Repulsionsmotor mit zwei Statorwicklungen.

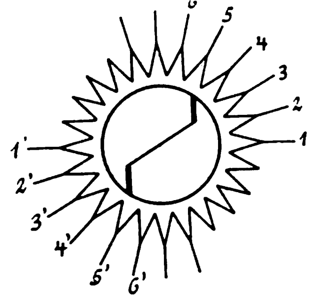
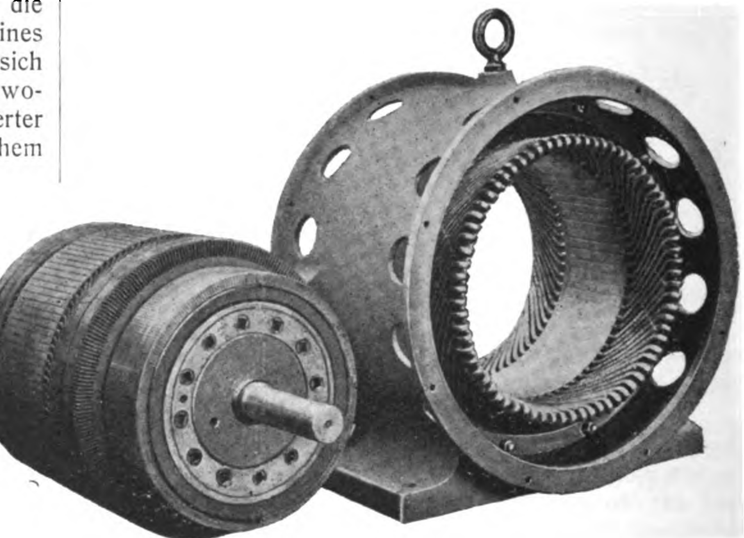


Fig. 32. Repulsionsmotor mit veränderl. Stromzuführung zum Stator.

Bei allen bisher behandelten Motoren ist der Rotor ein normal gebauter Gleichstromanker, man kann also unter Umständen dieselbe Maschine in allen Schaltungen verwenden. Die Firma *Oerlikon* macht das tatsächlich und hat Versuchsergebnisse veröffentlicht, die ein und derselbe 35 PS Motor beim Betrieb ergeben hat

1. als Gleichstromserienmotor mit 200 Volt Spannung,
2. als gewöhnlicher Wechselstrommotor mit ruhender Erregerwicklung bei 22 Perioden und 200 Volt Spannung,
3. als Repulsionsmotor mit Wechselstrom von 44 Perioden und 250 Volt Spannung,
4. als kompensierter Serienmotor mit rotierender Erregerwicklung und Kurzschlussbürsten, System *Winter-Eichberg-Latour,* mit Wechselstrom von 44 Perioden und 250 Volt Spannung.

Die Maschine (vergl. Fig. 33) war im Stator und Rotor 6 polig gewickelt und die Wicklung in halb offenen


Fig. 33. 35 PS Oerlikon - Motor.

Nuten verteilt. Der Stator hatte zwei völlig gleiche Wicklungen, war also wie ein zweiphasen Induktionsmotor gebaut. Die beiden Wicklungen konnten jede für sich und parallel geschaltet verwendet werden; letzteres geschah bei Verwendung als Repulsions- und kompensierter Motor. Als Gleichstrom- und Wechselstromserienmotor wurde die zweite Wicklung als Kompensationsspule benutzt, um die Ankerquerwindungen aufzuheben. Der Luftspalt betrug 1 mm, ein ungewöhnlich niedriger Wert. Der Rotor hatte keine besonderen Kollektorverbindungen mit hohem Widerstand, sondern war ganz normal gebaut. Die Bürstenbrille trug in den ersten drei Fällen 6, im letzten Falle 12 Bürstensätze mit 8 mm breiten Kohlen.

In den ersten beiden Fällen waren die Bürsten in der neutralen Achse in der Mitte zwischen den beiden Feldern angebracht, beim Repulsionsmotor waren die Bürsten um $^1/_{10}$ der Polteilung gegen die magnetische Achse der Statorwicklung verschoben. In allen vier Fällen musste die Maschine den modernen Ansprüchen entsprechen, d. h. bei längerer Belastung durfte die Erwärmung bei keinem Teil 45^0 übersteigen und der Kommutator keine Spur von Funken zeigen. In den Fig. 34—37 *a* und *b* ist das Verhalten graphisch aufgezeichnet und zwar in den Darstellungen *a* bei konstanter Geschwindigkeit, und in den Darstellungen *b* bei konstanter Stromstärke. Der Wirkungsgrad ist bei Gleichstrom natürlich am höchsten, ist aber im ungünstigsten Falle nur um etwa 3 v. H. niedriger. Der Leistungsfaktor ist beim Repulsionsmotor etwas niedriger wie beim Serienmotor. Die Kommutation war tadellos zwischen 500 und 1000 Umdrehungen, unter oder über dieser Geschwindigkeit mussten bei den letzten beiden Arten besondere Mittel angewandt werden um die Kurzschlusslamellenspannung zu vermindern.

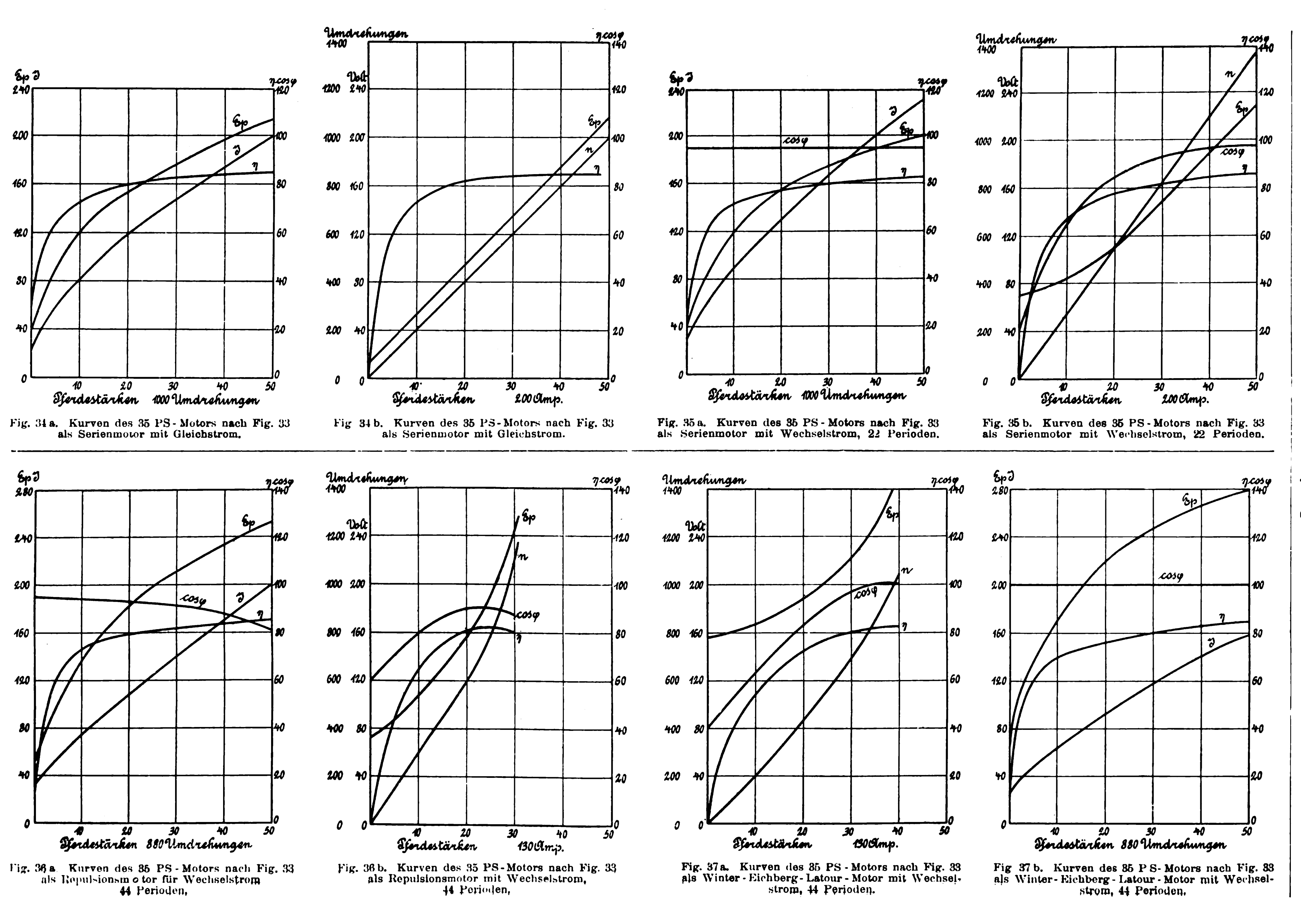


Fig. 34 a. Kurven des 35 PS-Motors nach Fig. 33 als Serienmotor mit Gleichstrom.

Fig. 34 b. Kurven des 35 PS-Motors nach Fig. 33 als Serienmotor mit Gleichstrom.

Fig. 35 a. Kurven des 35 PS-Motors nach Fig. 33 als Serienmotor mit Wechselstrom, 22 Perioden.

Fig. 35 b. Kurven des 35 PS-Motors nach Fig. 33 als Serienmotor mit Wechselstrom, 22 Perioden.

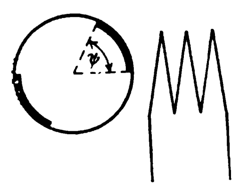
Fig. 36 a. Kurven des 35 PS-Motors nach Fig. 33 als Repulsionsmotor für Wechselstrom 44 Perioden.

Fig. 36 b. Kurven des 35 PS-Motors nach Fig. 33 als Repulsionsmotor mit Wechselstrom, 44 Perioden.

Fig. 37 a. Kurven des 35 PS-Motors nach Fig. 33 als Winter-Eichberg-Latour-Motor mit Wechselstrom, 44 Perioden.

Fig. 37 b. Kurven des 35 PS-Motors nach Fig. 33 als Winter-Eichberg-Latour-Motor mit Wechselstrom, 44 Perioden.

Thomson hat noch eine zweite Art von Repulsionsmotoren angegeben, die in Fig. 38 schematisch dargestellt ist. Statt der kurzgeschlossenen Bürsten verwendet er breite, offene Bürsten, die einen grösseren Raum des Kollektors bis zu $^1/_2$ der Polteilung kurz schliessen. Es ist selbstverständlich, dass diese Bürsten mit ihrer grossen Auflagefläche am Kollektor nicht unbeträchtliche Reibungsverluste zur Folge haben, indessen werden durch diese Anordnung auch gewisse Vorteile erreicht, die nach *Cramp* in folgendem bestehen. Im gewöhnlichen Repulsionsmotor ist die Spannung von $^1/_4$ des Rotors (je nach der Bürstenstellung) der Spannung des übrigen Teiles entgegengesetzt, so dass nur die halbe Spannung für die Ankerströme zur Wirkung kommt; auch durchfliesst der Rotorstrom stets alle Windungen, ohne Rücksicht, ob diese in nützlicher Stellung sind, oder nicht, so dass unnötige ohmsche Verluste in den Kauf genommen werden müssen, endlich geben die Kurzschlussströme unter den Bürsten ein entgegengesetztes Drehmoment. Diese Nachteile sind bei den breiten offenen Bürsten vermieden. Insbesondere ist hier der Rotorstrom nur in jenen Spulen, in denen er zur Entwicklung eines Drehmomentes nötig ist, so dass an ohmschen Verlusten gespart wird und kein entgegengesetztes Drehmoment entwickelt werden kann.

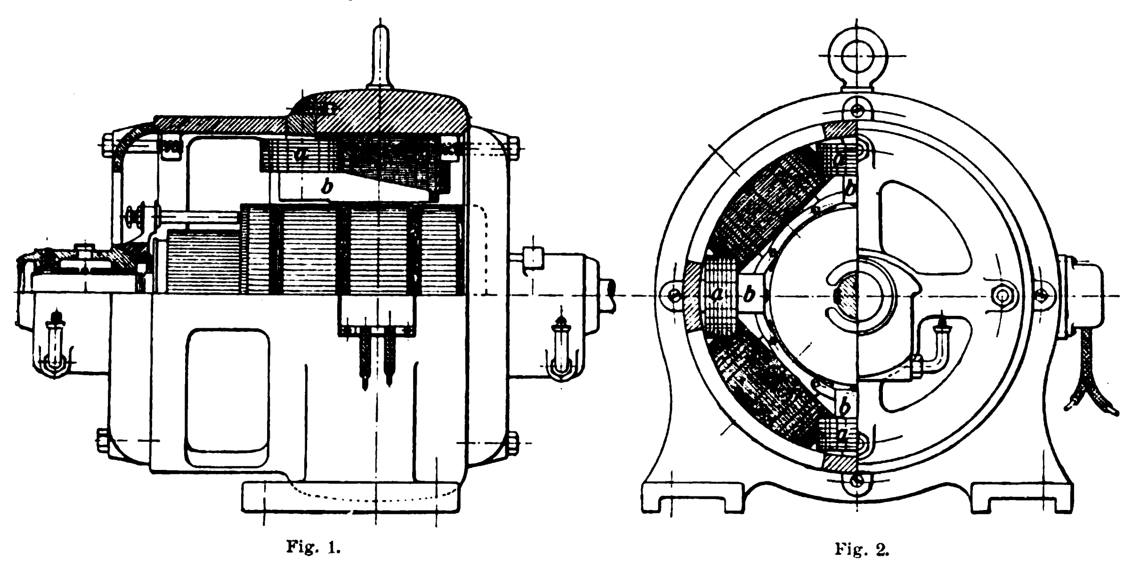

Fig. 38. Thomsonscher Repulsionsmotor mit breiten offenen Bürsten.

(Fortsetzung folgt).

Kleinere Mitteilungen.

Der Wendepolmotor der Morris-Hawkins Gesellschaft.

Die Wendepole dieses Motors zeigen im Gegensatz zu denen der Motore gewöhnlicher Bauart eine eigentümliche Form. Um Kupfer zu sparen haben die Spulen der Wendepole in achsialer Richtung nicht die Länge der Hauptmagnetspulen, sondern sie sind kreisrund und viel kürzer an einer Seite der Hauptpole angebracht. Ihr Eisen, das die Form von Hörnern hat, ist allerdings von ungefähr derselben achsialen Länge wie das Eisen der Hauptpole resp. des Ankers. Anordnung und Form gehen aus Fig. 1—2 hervor. Die Wendepolspulen sind mit *a*, die Polhörner mit *b* bezeichnet. Um dem unsymmetrischen Sitz der Wendepolspulen Rechnung zu tragen, ist der Luftzwischenraum des Hornes nach dem Anker nicht überall gleich gross, sondern an den entfernteren Stellen kleiner. Die Hörner und auch die Ränder der Hauptpole stehen schräg zur Achse, um magnetisches Geräusch zu vermeiden.


Fig. 1. Fig. 2.

Angewendet werden Wendepole bei Spannungen über 250 Volt. Bei diesen Spannungen ist man nämlich nicht mehr im Stande eine billige Maschine mit genügend kleiner Reactanzspannung der Kommutationsspulen zu bauen, wenn feste Bürstenstellung verlangt wird.

Um die Selbstinduktion der kommutierenden Armaturspulen weiter herunter zu drücken, sind die massiven Polschuhe von Haupt- und Wendepolen auf beiden Stirnseiten durch kräftige Kupferbügel mit einander leitend verbunden, so dass ein Kurzschlussring um den Anker gebildet wird. Dieser Ring verhindert ausserdem das Pendeln, das bei Wendepolmotoren öfter vorkommt und sehr unangenehm sein kann.

Die Motoren können um 100 v. H. überlastet werden, ohne dass ein Funken der Bürsten eintritt. Ein Motor von 440 Volt, 760 Touren und 35 PS, der eine grössere Hobelmaschine trieb, war Belastungsschwankungen von 10 bis 65 PS unterworfen. Die Ueberlastung trat vier Mal in der Minute auf. Die Tourenzahl schwankte um etwas mehr als 100 v. H. Trotz dieser schwierigen Verhältnisse lief der Motor bei fester Bürstenstellung völlig funkenfrei. („Engineering". September 1905.)

Erweichen Kristalle in der Nähe ihres Schmelzpunktes?

Es ist durch die Untersuchungen von *Spring* und anderen bekannt, dass unter hohem Druck viele feste Stoffe bildsam werden, so dass sie aus einer engen Ausflussöffnung herausgepresst werden können. Durch Messungen von *Tammann*[1]) war festgestellt, dass die Ausflussgeschwindigkeit kristallisierter Stoffe mit steigender Temperatur und steigendem Druck ausserordentlich rasch wächst. Ob diese Zunahme der Bildsamkeit in der Nähe des Schmelzpunktes so gross wird, dass ein allmählicher Uebergang zum flüssigen Zustande eintritt, diese wichtige Frage haben *N. Slatorowsky* und *G. Tammann*[2]) kürzlich zu beantworten unternommen.

Ihre Versuchsanordnung ist folgende (Fig. 1): In einem Rohre aus Glas oder Stahl befindet sich unter dem Stahlstempel *b b* der kristallisierte Stoff *A*. Wirkt auf den Stahlstempel ein bestimmter Druck, so fliesst der Stoff aus der ringförmigen Oeffnung zwischen der Gefässwand *a a* und der Grundfläche des Stahlstempels aus und der Stahlstempel senkt sich entsprechend der ausgeflossenen Menge. Diese Senkung wird durch eine Mikrometerschraube genau gemessen.

Der innere Durchmesser des Gefässes *a a* betrug 5,7 mm, der Durchmesser der Grundfläche des Stahlstempels 5,2 mm, so dass die Wandstärke der Röhre, in deren Form der Stoff *A* ausfliesst, 0,25 mm betrug. Der Druck konnte bis zu 200 kg auf den qcm gesteigert werden.

[1]) Drudes Annalen 1902, Bd. 7, S. 198.

[2]) Zeitschr. f. physik. Chemie 1905, Bd. 53, S. 341—348.



Fehlerquellen waren erstens die Ausdehnung des Gefässes und Verkürzung des Stempels durch den Druck und zweitens die Verdichtung von Luftblasen innerhalb des Stoffes *A*. Der erste Einfluss wurde beseitigt, indem man die Bewegung des Stempels erst eine Minute nach erfolgter Belastung beobachtete; die zweite Störung konnte nicht völlig vermieden werden.

Bei gleichbleibender Temperatur nimmt die Senkung des Stempels in der Zeiteinheit anfangs ab und erlangt dann nach einiger Zeit einen gleichbleibenden Wert, und zwar erfolgt sie um so rascher, je höher die Temperatur, also je bildsamer der Stoff ist.

In der folgenden Zusammenstellung ist für einige Stoffe die Senkung des Stempels innerhalb einer Minute in Einheiten der benutzten Mikrometerteilung angegeben, und zwar für Temperaturen bis zu 20° unterhalb des Schmelzpunktes der betreffenden Stoffe.

Sind niedriger schmelzende Beimengungen zugegen, so treten diese als Flüssigkeit heraus, wodurch natürlich ein viel zu hoher Wert für die Bildsamkeit des betreffenden Stoffes erhalten wird. Dies war der Fall beim Naphthalin, das durch zweimaliges Pressen bei 79° von kleinen Mengen einer bei 77,5° erstarrenden Flüssigkeit befreit wurde; auf das so gereinigte Naphthalin beziehen sich die angeführten Zahlen.

Temperaturenabstand vom Schmelzpunkt	Druck 27,5 kg auf 1 qcm				Druck 55 kg auf 1 qcm		
	Calciumchlorid + 6 Wasser	Kalium	Natrium	Gelber Phosphor	Gelber Phosphor	Naphthalin	Eis
1°	53	—	—	—	—	—	2,3
2°	30	48,8	60	9,0	62	4,5	2,0
3°	16,5	16,0	45	6,0	35	3,5	1,7
5°	10,0	8,3	36	2,0	17	2,4	1,4
7°	7,7	8,0	29,5	1,9	10	2,0	1,2
10°	3,5	7,7	24,0	1,7	6	1,8	0,7
15°	—	7,0	18,0	0,85	3	1,4	0,0
20°	—	—	13,5	0,75	1,5	1,0	—

Je näher die Temperatur der Probe dem Schmelzpunkt, um so rascher nimmt also die Bildsamkeit aller untersuchten Stoffe (mit Ausnahme des Eises) zu; 1° unter dem Schmelzpunkt ist sie aber noch sehr weit von der Beweglichkeit entfernt, die der flüssigen Substanz zukommt. Die in der Ueberschrift gestellte Frage muss demnach noch unentschieden bleiben.

Arndt.

Bücherschau.

Die Eisenbahn-Technik der Gegenwart. 4. Band, Abschnitt A: *Die Zahnbahnen,* bearbeitet von *Dolezalek,* Hannover. Wiesbaden, 1905. C. W. Kreidel.

Das bekannte Sammelwerk ist durch Erscheinen eines weiteren Teils ergänzt worden.

Das in drei Abschnitte zerfallende Buch behandelt im ersten die Neigungsgrenze bei Reibungsbahnen und zeigt durch rechnerische Ermittlung an praktischen Beispielen die Grenze, wo von der Reibungs- zur Zahnbahn übergegangen werden muss.

Im zweiten Abschnitt werden die beiden wichtigsten Elemente der Zahnbahnen, die Zahnstange und das Zahnrad in seinem Verhältnis zu jener entwickelt. Durch Vorführung praktischer Ausführungen aller Systeme findet dieser Gegenstand eine erschöpfende Behandlung. Zahlreiche Rechnungsbeispiele erleichtern das Verständnis der zwischen Zahnstange und Zahnrad auftretenden Kräftewirkungen.

Im dritten Abschnitt werden die verschiedenen Betriebsarten der Zahnbahnen als reine Zahnbahnen, gemischte Reibungs- und Zahnbahnen erläutert, wobei naturgemäss die Behandlung der Lokomotiven den breitesten Raum einnimmt. Hierbei wird auch dem modernen elektrischen Antrieb Rechnung getragen. Oberbau und Gefällverhältnisse ausgeführter Bahnen werden an zahlreichen Skizzen und Längenschnitten der Bahn besprochen.

Die Skizzen und Abbildungen verdienen ganz besonders wegen ihrer Klarheit und Anschaulichkeit hervorgehoben zu werden. Während die Skizzen zum Oberbau und Gleis in kräftigen Strichen als verkleinerte Werkzeichnungen erscheinen, ist bei dem verwickelten Lokomotiv-Triebwerk die Darstellung als Prinzipskizze mit ebenso kräftigen Strichen gewählt worden, wodurch auf kleinstem Raum denkbar beste Klarheit und Verständlichkeit erreicht worden ist.

Der beigefügte Literatur-Nachweis macht das Buch zu weiteren Studien noch ganz besonders schätzbar.

Hans A. Martens.

Amerikanische Dampfturbinen. Erweiterung eines am 2. Februar 1905 im württembergischen Ingenieur-Verein gehaltenen Vortrages von *A. Bantlin,* Professor an der K. Technischen Hochschule zu Stuttgart. 76 Seiten mit 104 Abb. Stuttgart 1905. Alfred Kröner.

Der amerikanische Kraftmaschinenbau steht ebenso wie der europäische im Zeichen der Entwicklung der Dampfturbine. Der Verfasser greift aus der Reihe der in Amerika gebauten Dampfturbinensysteme drei heraus, nämlich:

1. die *Curtis*-Turbine;
2. die *Hamilton-Holzwarth*-Turbine;
3. die *Westinghouse-Parsons*-Turbine.

Dem amerikanischen Erfinder *Curtis* gebührt das ungeschmälerte Verdienst, die Vereinigung der Druck- und Geschwindigkeitsabstufung in den Dampfturbinenbau eingeführt zu haben. Die General Electric Company in Schenectady hat die *Curtis*-Turbine dann in Konstruktion, Bau und Besrieb technisch brauchbar ausgestaltet und geschäftlich verwertet. Die *Hamilton Holzwarth*-Turbine unterscheidet sich im System kaum von der *Rateau*- und neueren *Zoelly*-Turbine, wohl aber in konstruktiven Einzelheiten. Die in Amerika gebaute *Westinghouse-Parsons*-Turbine hat im wesentlichen die Grundzüge der europäischen *Parsons*-Turbine beibehalten. Das Schriftchen kennzeichnet sich durch eine gute Sichtung und einfache Beschreibung des ausgewählten Stoffes.

Karl H. Merk.

Entwerfen und Berechnen der Dampfmaschinen. Ein Lehr- und Handbuch für Studierende und angehende Konstrukteure. Von *Heinrich Dubbel,* Ingenieur. 437 Seiten mit 388 Abb. Berlin, 1905. Julius Springer.

Vielerlei über Dampfmaschinen ist das Gepräge des Buches. Er zerfällt in folgende Hauptabschnitte:

A. Die Hauptsätze der Mechanik der Gase und Dämpfe;
B. Das Verhalten des Dampfes in der Dampfmaschine;
C. Die Steuerungen;
D. Die Kondensation;
E. Die Verbundwirkung;
F. Die Wirkungen der Massen und des Schwungrades;
G. Die Regulierung;
H. Die Dampfturbinen;
I. Besondere Anordnungen;
K. Die Schmiervorrichtungen;
L. Die Wirtschaftlichkeit des Dampfbetriebes;
M. Grundsätze und Anleitung für die Untersuchungen usw.;
N. Dampftabellen.

Im ganzen Buch, das doch zum Entwerfen für angehende Konstrukteure bestimmt ist, findet sich nicht eine einzige Zusammenstellungszeichnung einer Kolbendampfmaschine, weder in Ansicht noch im Schnitt. Auch sind keinerlei technische Anwendungsbereiche durch ihre besonderen Ausführungsformen vertreten.

Bei Bearbeitung einer zweiten Auflage füllt der Verfasser vielleicht diese Lücke aus, indem er gediegene Zusammenstellungszeichnungen über folgende Maschinengattungen aufnimmt: eine gewöhnliche Transmissionsdampfmaschine stehender und liegender Bauart (Riemen- und Seiltrieb), eine Dampfmaschine mit direkt gekuppelter Dynamo; eine Zweikurbelmaschine, deren eine Kurbel von der Dampfmaschine angetrieben wird, während die zweite eine Pumpmaschine antreibt; eine Gebläsemaschine in der üblichen Tandemanordnung von Kraft- und Arbeitsmaschine; eine Fördermaschine; eine Lokomobile; eine Schiffsmaschine und eine



Lokomotive. Die Aufnahme des einen oder des anderen Gegenstandes dürfte doch wenigstens in einem Handbuch zum Entwerfen der Dampfmaschinen zwecks Kennzeichnung gangbarer Entwurfsanordnungen nicht unangebracht sein.

Um dafür Raum zu gewinnen, könnten die Abschnitte A, B und E bequem in einen einheitlichen zusammengezogen werden, wobei es wenig verschlüge, wenn die mechanische Wärmetheorie tunlichst beschränkt würde. In einem Abschnitt „Das Verhalten des Dampfes in der Dampfmaschine" könnte tatsächlich alles technisch Erforderliche untergebracht werden.

Den Hauptabschnitt des Buches bilden naturgemäss die Steuerungen der Dampfmaschinen. *Dubbel* widmet ihnen mit gutem Recht mehr denn 100 Seiten seiner Arbeit, für die ihm seine umfangreichen Erfahrungen als Berichterstatter von Ausstellungen und seine Lehrtätigkeit wesentlich zustatten kommen. Der Verfasser unterscheidet die Steuerungen zunächst nicht nach der Form der inneren Steuerorgane (Schieber, Hähne, Ventile), sondern nach den Dampfwegen, die mit ihnen zweckmässig verbunden sind, und zwar

I. die Steuerungen mit zweifachen Dampfwegen;

II. die Steuerungen mit vierfachen Dampfwegen.

Unter I. fallen hauptsächlich die Schiebersteuerungen und unter II. die Ventilsteuerungen. Letztere sind in Deutschland namentlich unter dem Einfluss der Einführung des Heissdampfbetriebes in den Vordergrund des technischen Interesses getreten. Als eine Neuheit unter den zwangläufigen Ventilsteuerungen mit Exzenterregulator erscheint die neue *Recke*steuerung, welche eine gewisse Verwandtschaft mit der älteren einfachen *Lentz*steuerung aufweist.

In dem Abschnitt über Kondensation werden die Kondensationssysteme, Abdampfentölung und Rückkühlung besprochen.

Die beiden folgenden Abschnitte behandeln die Regelung der Dampfmaschine: Einfluss der Massen, des Schwungrades und des Reglers im engeren Sinne.

Den Dampfturbinen sind 57 Seiten gewidmet. Nach einer kurzen Einführung in die Grundbegriffe dieser unmittelbar kreisenden Dampfmaschinen werden die bekannten Turbinensysteme beschrieben.

Unter den besonderen Anordnungen sind die Dampfmaschinen mit rotierendem Kolben, die Lokomobilen, die Mehrstoffkraftmaschine u. a. gestreift.

Abgesehen von den einleitenden Bemängelungen im bezug auf Anlage und Stoffauswahl muss man die Anordnung des Stoffes in den einzelnen Abschnitten als übersichtlich und die Schreibweise als einfach und klar anerkennen, so dass das Buch trotz der gemachten Einschränkungen als Nachschlagebuch angehenden Dampfmaschinenkonstrukteuren empfohlen werden kann. Die Anführung der hauptsächlichen Quellenwerke für die einzelnen Abschnitte ist sehr zu begrüssen. Die äussere Ausstattung des Buches ist in jeder Hinsicht vortrefflich zu nennen.

Berlin-Halensee. *Karl H. Merk.*

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

P. Stühlen's Ingenieur-Kalender für Maschinen- und Hüttentechniker. 1906 Eine gedrängte Sammlung der wichtigsten Tabellen, Formeln und Resultate aus dem Gebiete der gesamten Technik nebst Notizbuch. Herausgegeben von *C. Franzen*, Zivilingenieur, Köln; Prof. *K. Mathée*, Ingenieur und Oberlehrer an den Kgl. vereinigten Maschinenbauschulen, Köln. 41. Jahrgang. In zwei Teilen. Essen. G. D. Baedecker. Preis beider Teile M. 3.—.

Vorlesungen über technische Mechanik von Dr. *Aug. Föppl*, Prof. an der Techn. Hochschule in München. 1. Band: Einführung in die Mechanik. Mit 103 Abb. Dritte Auflage. 3. Band: Festigkeitslehre. Mit 83 Abb. Dritte Auflage. Leipzig 1905. B. G. Teubner. Preis des 1. Bandes geb. M. 10.—, des 3. Bandes M. 12.—.

Taschenbuch für Ingenieure. Herausgegeben von Ingenieur Dr. *Robert Grimshaw*. Verfasser von „Werkstattbetrieb und Organisation", „Besondere Verfahren im Maschinenbau", „Winke für den Maschinenbau" und mehreren anderen technischen Werken. Abteilung 1. Mathematik. Abschnitt 1. Hannover, 1905. Dr. Max Jänecke. Preis geb. M. 4.—.

Turbines a vapeur. Description et Theorie par. *A. Hanssens*, Ingenieur. Liège, 1905. Imprimerie Electro-Mecanique la Meuse Societe Anonyme.

Protokoll des am 21. Juni 1905 in München abgehaltenen Kongresses zur Bekämpfung der Farben- und Malmaterialien-Fälschungen. München, 1905. Ernst Reinhardt.

Bibliothek des Betriebsleiters. Herausgegeben von Dr. *Gustav Rauter*, Patentanwalt in Charlottenburg. I. Band: Die Betriebsmittel der chemischen Technik von Dr. *Gustav Rauter*, Patentanwalt in Charlottenburg. Hannover, 1905. Dr. Max Jänecke. Preis geh. M. 13,—, geb. M. 14,—.

Zur Theorie der Zentrifugalpumpen. Von Dr. techn. *Egon R. v. Grünebaum*, Ingenieur. Mit 89 Abb. und 3 Tafeln. Berlin, 1905. Julius Springer. Preis geh. M. 3,—.

Die Mikroskopie der technisch verwendeten Faserstoffe. Ein Lehr- und Handbuch der mikroskopischen Untersuchung der Faserstoffe, Gewebe und Papiere. Bearbeitet von Dr. *Franz Ritter von Höhnel*, K. K. Professor an der techn. Hochschule in Wien. Zweite Auflage. Mit 94 Abb. Wien und Leipzig, 1905. A. Hartleben. Preis geh. M. 6,—.

Verzeichnis der in der Generalversammlung vom 28. Juni 1905 ausgeschriebenen Preisaufgaben für das Jahr 1906. Strassburg, 1906. Strassburger Druckerei und Verlagsanstalt, vorm. R. Schultz & Co.

Die Herstellung und Prüfung des Papieres. Von *Ernst Müller*. Geheimer Hofrat, Prof. der mechan. Technologie an der Kgl. Technischen Hochschule zu Dresden, und *Alfred Haussner*, Dipl.-Ing., Prof. der mechan. Technologie an der K. K. Technischen Hochschule zu Brünn. Mit 182 Abb. und einer lithogr. Tafel. Berlin, 1905. W. & S. Löwenthal. Preis geh. M. 14,—, geb. M. 15,—.

Sammlung Göschen. Die zweckmässigste Betriebskraft. I. Teil: Die mit Dampf betriebenen Motoren. Mit 14 Abb. nebst 22 Tab. über ihre Anschaffungs- und Betriebskosten. II. Teil: Verschiedene Motoren. Mit 29 Abb. nebst 22 Tab. über ihre Anschaffungs- und Betriebskosten. Von *Friedrich Barth*, Oberingenieur in Nürnberg. Leipzig, 1905. G. J. Göschen. Preis jedes Bandes 80 Pfg.

Das Kollegium der Abteilung für Maschinen-Ingenieurwesen an der Königlichen Technischen Hochschule zu Berlin beabsichtigt, im Einverständnis mit Rektor und Senat der Hochschule, das Andenken an den kürzlich verstorbenen, um die Entwicklung des technischen Hochschulwesens Deutschlands und der technischen Wissenschaften hochverdienten

FRANZ REULEAUX

durch **Errichtung eines Denkmals innerhalb der Hochschule** zu ehren.

Wir glauben sicher zu sein, dass die zahlreichen Freunde, Schüler und Verehrer des Verstorbenen sich gern an dieser Ehrung beteiligen werden und erbitten Beiträge an die *Depositenkasse A der Deutschen Bank*, Berlin W 8, Mauerstrasse 30, oder an eine der übrigen Depositenkassen der *Deutschen Bank* in Berlin, Charlottenburg usw. unter der ausdrücklichen Bezeichnung: „Für den *Reuleaux*-Denkmal-Fonds".

Charlottenburg, den 15. November 1905.

I. A.:
W. Hartmann. A. Riedler. A. Slaby.

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.



DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.
86. Jahrg., Bd. 320, Heft 50. Berlin, 16. Dezember 1905.
Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Die Automobilausstellung zu Frankfurt a. M.

Von Diplom-Ingenieur **Ludwig v. Löw**.

Auf früheren Automobilausstellungen fand man fast auf jedem Stand ein nacktes Automobil — ich verstehe darunter ein Rahmengestell mit Federn, Achsen und Rädern sowie mit eingebautem Motor, Antriebsorganen und allen maschinellen Teilen — auf der Frankfurter Ausstellung war dies nicht mehr der Fall, auch einzelne Motoren sowie deren Bestand- und Zubehörteile waren seltener als früher ausgestellt, dagegen traten die Wagenoberbauten, die mit allen denkbaren Annehmlichkeiten für längere Fahrten ausgerüstet sind, in den Vordergrund. Infolge der in der Automobiltechnik noch immer herrschenden Geheimniskrämerei, die von manchen Ausstellern in geradezu lächerlicher Weise betrieben wird, sind auch bei den meisten Automobilen die Maschinen durch ihre Hauben zugedeckt und man bekommt sie nur ängstlich kurz enthüllt. Am angenehmsten ist daher die Besichtigung der Motorräder. Diese besitzen die grössten Verschiedenheiten in ihren Rahmengestellen. Die *Cyklon*-Motorräder (Fig. 1) haben das Rahmengestell der gewöhnlichen Fahrräder und der Motor, der alle Bewegungen der Lenkstangen mitmachen muss, treibt das Vorderrad an (s. auch S. 297, Fig. 24 d. Bds.). Aehnlich ist das Gestell (Fig. 2) der Motorräder der *Fabrique Nationale d'Armes de guerre* in Herstal bei Lüttich, jedoch ist es in der Nähe des Motors doppelt und umfasst den Zylinder (wie es auf S. 262 Fig. 6 und 7 d. Bds. gezeigt ist). Auf den verschiedenen Ständen finden wir die Fabrikate von *Antoine Fils & Co.* in Lüttich (Fig. 3), der *Adler*- und *Neckarsulmer* Fahrradwerke (Fig. 4), der *Phänomen*-Fahrradwerke von *Gustav Hiller* in Zittau (Fig. 5) und diejenigen von *Puch* in Graz (Fig. 6). Bei den Rahmengestellen nach Fig. 3—6 bildet das Kurbelgehäuse des Motors einen eingeschraubten Bestandteil des Rahmens, bei den folgenden Figuren ist ein Rahmenrohr unten um

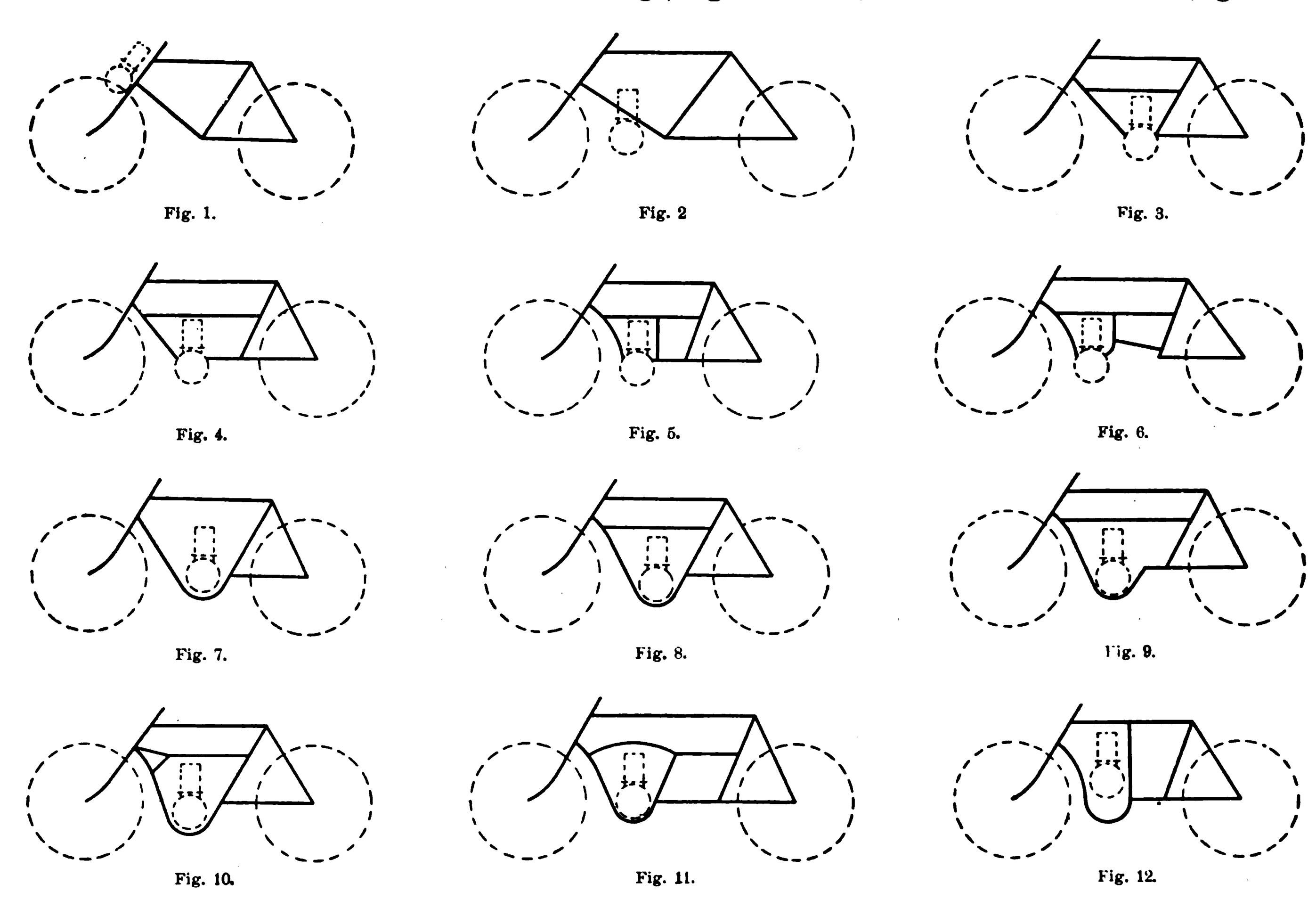


Fig. 1. Fig. 2 Fig. 3. Fig. 4. Fig. 5. Fig. 6. Fig. 7. Fig. 8. Fig. 9. Fig. 10. Fig. 11. Fig. 12.

das Kurbelgehäuse herumgeführt; dies halte ich für besser, weil bei den Stössen und Erschütterungen, denen das Motorrad ausgesetzt ist, das etwas elastische Stahlrohr eine grössere Sicherheit gewährleistet, als die Schraubenverbindungen und das Gussmaterial des Kurbelgehäuses. Das Rahmengestell (Fig. 7) der *Progress*-Räder hat fünf Löt- und zwei Schraubenverbindungen weniger in der Tragkonstruktion als das Rahmengestell Fig. 6, und trotz des gebogenen Rohrs werden bei Fig. 7 die Kräfte besser auf die Knotenpunkte gerichtet, als bei den meisten anderen Gestellen, bei denen trotz der Verwendung gerader Rohre häufig Biegungsbeanspruchung hervorgerufen werden, weil viele Rohre — z. B. das fast in sämtlichen Figuren vorhandene Horizontalrohr über dem Motor — nicht in den Knotenpunkten des Trägers angreifen. Es ist bei Rahmengestellen mit vielen inneren Rohren schwierig, die Stäbe statisch richtig zu führen, weil sich Verbindungsmuffen für Knotenpunkte, an denen mehr als drei Rohre — vielleicht gar in ziemlich spitzem Winkel — zusammenkommen, nur schwer herstellen lassen; daher dürfte ein einfaches Gestell mit genügend kräftigen Umführungsgurten das vorteilhafteste sein. Wir sehen nun in den folgenden Figuren noch die Rahmenbauarten der *Presto*-Räder (Fig. 8), der *Gritzner*-Räder (Fig. 9), der *Wanderer*-Räder (Fig. 10), der *Welt*-Räder (Fig. 11) und der *Germania*-Räder (Fig. 12). Auch in anderer Hinsicht als der Ausführung des Rahmens finden wir reichliche Verschiedenheiten an den Motorrädern, nämlich an den österreichischen sowie den Germania-Rädern von *Seidel & Naumann* (Lizenzinhaber der böhmischen Firma *Laurin & Klement*), 1. Flachriemen, 2. nicht gesteuertes Saugventil und 3. magnetelektrische Abreisszündung, bei der bekanntlich der Unterbrechungsfunken eines Stromkreises direkt zum Zünden des Gasgemisches benutzt wird, an den anderen deutschen Fabrikaten dagegen meist 1. Keilriemen, 2. auf sehr verschiedene Weise gesteuerte Saugventile und 3. magnetelektrische Hochspannungszündung, bei der bekanntlich — wie bei den Batteriezündungen — ein Funken zwischen den Spitzen des Zünders überspringt. Auch die Unterbringung und Betätigung des magnetelektrischen Stromerzeugers ist sehr verschieden, bei einigen Fabrikaten liegt er vor, unter oder hinter dem Kurbelgehäuse und wird durch Kette oder Stirnräder angetrieben, bei andern befindet er sich über dem Zylinder und empfängt den Antrieb durch eine Welle nebst Kegelrädern und schliesslich sind bei den *Dürkopp*- und *Welt*-Rädern die Schwungscheiben des Motors als permanente Magnete ausgebildet und der Anker liegt ebenfalls wie diese Schwungscheiben im Kurbelgehäuse (s. Fig. 63 Seite 348 d. Bds.). — Die auf der Ausstellung zahlreich vertretenen Zweizylindermotorräder haben keine gesteuerten Saugventile, im übrigen sind sie den Einzylinderrädern gleich, dagegen besitzen die Vierzylinderräder keinen Riemenantrieb, sondern Kegelradantrieb und die Motorwelle liegt nicht mehr quer zur Fahrrichtung, sondern in ihr (vergl. Fig. 17 und 18 Seite 278 und 279 d. Bds).

Tabelle 1.

No.	Name und Wohnort des Erbauers	Zylinder	Angegebene PS-Zahl	Ventilanordnung	Anzahl der Nockenwellen	Zündung	Benzinbehälter	Anzahl der Uebersetzungen	Kraftübertragung auf die Hinterräder durch
1	*Argus*, Berlin	4 p	40—45	Saugventil und Auspuffventil auf verschiedenen Seiten des Zylinders stehend	2	m. H.-Z. u. B.-Z.	unter Druck	4	Ketten
2	*Beckmann*, Breslau	4 e	20—22			„	hochliegend	3	Cardan
3	*Benz*, Mannheim	4 p	18			m. A.-Z. u. B.-Z.	„	3	„
4	„ „	„	28			„	„	4	Ketten
5	*Bergmann*, Gaggenau	„	18—22			„	„	3	Cardan
6	*Clément-Bayard*, Paris	4 e	12—16			m. H.-Z. u. B.-Z.	„	4	„
7	*Dürkopp*, Bielefeld	„	40			„	unter Druck	4	Ketten
8	„ „	3 z	15—18			B.-Z.	hochliegend	3	Cardan
9	*Fiat*, Turin	4 p	35—40			m. A.-Z.	unter Druck	4	Ketten
10	*Itala*, Turin	„	40			„	„	4	Cardan
11	*Panhard*, Paris	3 e	8—12			m. H.-Z.	hochliegend	4	Ketten
12	*Scheibler*, Aachen	4 p	35—40			m. H.-Z. u. B.-Z.	unter Druck	4	„
13	*Stöwer*, Stettin	„	14—18			m. A.-Z.	„	3	Cardan
14	*Adler*, Frankfurt	„	16	Saugventil und Auspuffventil auf derselben Seite des Zylinders nebeneinander stehend	1	m. H.-Z. u. B.-Z.	hochliegend	3	„
15	*Beckmann*, Breslau	2 z	10—12			m. H.-Z.	„	3	„
16	*Fahrzeugfabrik Cöln*	4 p	18—20			m. H.-Z. u. B.-Z.	„	3	„
17	*Fahrzeugfabrik Eisenach*	2 z	14—16			m. H.-Z.	„	3	„
18	*Opel*, Rüsselsheim	„	12—14			m. A.-Z.	„	3	„
19	*Daimler*, Untertürkheim	4 p	100	Saugventil über dem Kolben hängend, Auspuffventil stehend	2	„	unter Druck	4	Ketten
20	*de Dietrich*, Luneville	„	40		1	„	„	4	„
21	*Metallurgique*, Marchienne au Pont	„	40			m. H.-Z. u. B.-Z.	hochliegend	4	Cardan
22	*Horch*, Zwickau	„	18—20			„	unter Druck	3	„
23	„ „	„	35—40	s. Fig. 13		„	„	4	„
24	*Bugatti*, Grafenstaden	„	50	s. Fig. 14		m. A.-Z.	„	4	Ketten
25	*Maurer*, Nürnberg	„	16	s. Fig. 15		m. H.-Z.	„	8	„

Die Hauptunterschiede der Kraftwagen, die — auch nach meinen sonstigen Erfahrungen — den jetzigen Stand der Automobiltechnik kennzeichnen, habe ich in der Tabelle 1 zusammengestellt. Abgesehen von der Pferdestärkezahl habe ich in diese Tabelle nur das aufgenommen, was ich sehen konnte, denn auf die Aussagen der Vertreter der ausstellenden Firmen kann man oft nicht viel geben. In der Spalte unter „Zylinder" bedeutet „4 p" vier paarweise zusammengegossene Zylinder, „4 e" vier einzeln auf das Kurbelgehäuse aufgeschraubte Zylinder, „3 z" drei zusammengegossene Zylinder usw. Zu dieser Spalte ist noch zu bemerken, dass die einzeln aufgesetzten Zylinder, die in Frankreich ziemlich verbreitet sind, bei den deutschen Fabrikaten eine neue Erscheinung bilden, die im Interesse der Massenfabrikation und der billigeren Auswechselbarkeit mit Freuden zu begrüssen ist, trotzdem sie eine grössere Anzahl von Kurbelwellenlagern erfordert. — Die Vorteile und Nachteile der verschiedenen Ventilanbringungen und Betätigungen sind bereits in D. p. J. 1904, **319**, Seite 516 erörtert. — In der Spalte unter „Zündung" bedeutet

„m. A.-Z." magnetelektrische Abreisszündung, „m. H.-Z." magnetelektrische Hochspannungszündung und „B. - Z." Batteriezündung. — Die Benzinbehälter werden mehr und mehr unter einen geringen, von den Auspuffgasen oder einer besonderen Luftpumpe herrührenden Druck gestellt. Dies ermöglicht 1. eine so tiefe Lage des Behälters, dass derselbe sehr bequem gefüllt werden kann und 2. bildet der Druck eine sichere Gewähr dafür, dass das Benzin auch in starken Steigungen nach vorn zum Vergaser fliesst, während es bei Automobilen mit hochliegendem Behälter vorkommt, dass in starken Steigungen rückwärts gefahren werden muss, weil sonst das Benzin nicht mehr zum Vergaser fliesst. — Wie ich schon gelegentlich der Berliner Automobilausstellung auf Seite 108 d. Bds. berichtet habe, so ist auch jetzt wieder eine Zunahme des Cardanantriebs zu verzeichnen; *Adler, Horsch, Itala* und *Metallurgique* haben ihn sogar an 40 PS-Automobilen ausgestellt. — Statt der Pferdestärkezahl hätte ich in die Tabelle 1 lieber

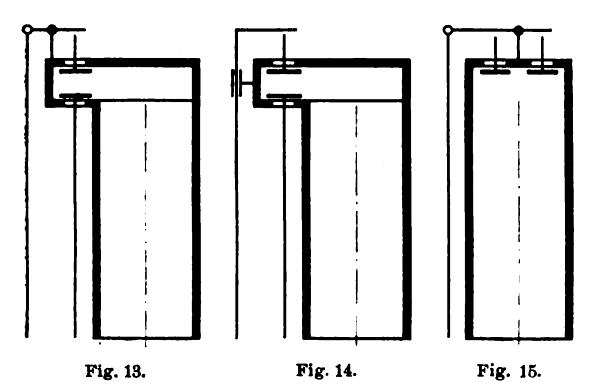


Fig. 13. Fig. 14. Fig. 15.

Fig. 13. Saugventil über dem Auspuffventil hängend, durch Umkehrhebel gesteuert.

Fig. 14. Saugventil über dem Auspuffventil hängend, durch Anschlagstange gesteuert.

Fig. 15. Saugventil und Auspuffventil über dem Kolben hängend, durch eine Zug- und Druckstange gesteuert.

die Zylinderabmessungen aufgenommen; da aber die Vertreter der Aussteller hierüber keine glaubhaften Angaben machen konnten, so habe ich es vorgezogen in der Tabelle 2 eine Anzahl von Zylinderabmessungen zusammenzustellen, deren Grösse ich sicher weiss. Bei der genaueren Betrachtung dieser Tabelle 2 bemerken wir vieles recht Sonderbare, beispielsweise ist es unerklärlich, warum eine Maschine von 75 mm Kolbendurchmesser und 80 mm Hub als Einzylindermotor 1800—2000, als Zweizylindermotor 1600 und als Vierzylindermotor nur noch 1400 Touren in der Minute machen soll, wegen des besseren Massenausgleichs der Mehrzylindermaschinen sollte man eher das Umgekehrte für zulässig erachten. Aus dieser rätselhaften Tourenzahlverminderung folgt dann auch das seltsame Ergebnis, dass die Verdoppelung desselben Zylinders nur eine Leistungsvermehrung von 6 auf 8 PS ergeben soll, wie der Vergleich der Nummern 11 und 12 lehrt. Die grosse Unsicherheit in der Pferdestärkebezeichnung unserer Automobilmotoren hat hauptsächlich in der Empfindlichkeit der raschlaufenden Maschinen ihren Grund, eine geringe Vermehrung eines Ventilhubes hat oft eine grosse Steigerung der Leistung zur Folge, die Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Verbrennung, die Gestalt des Kompressionsraums, die Wirksamkeit des Rückkühlers u. a. sind bei den Automobilen von einem so empfindlichen Einfluss, wie ihn sich der Fernerstehende kaum vorstellen

Tabelle 2.

No.	Firma	Anzahl d. Zylinder	Kolben-		Angegebene		Bemerkungen
			Durchmesser	Hub	PS-Zahl	Touren-Zahl	
1	*Neckarsulmer Fahrradwerke*	1	70	75	2		Luftkühl.
2	„	„	75	„	$2^1/_2$		„
3	„	„	80	„	$2^3/_4$		„
4	„	„	„	80	3		„
5	„	2	64	70	$3^1/_2$		„
6	„	„	75	75	5		„
7	*Fafnir,* Aachen	1	70	„	$2^1/_4$	1800—2000	„
8	„ „	„	75	80	3	„	„
9	„ „	2	„	„	6	1600	
10	„ „	4	„	„	10	1400	
11	„ „	1	90	110	6	1700—1800	
12	„ „	2	„	„	8	1000	
13	„ „	„	100	120	12	„	
14	„ „	4	„	„	24	„	
15	*Metallurgique*	2	95	110	10—12		
16	„	4	90	„	16—20		
17	„	„	95	„	24—28		vgl. No. 15
18	„	„	108	140	30—35		
19	„	„	119	„	40—45		
20	*Scheibler,* Aachen	1	100	120	5	1000	
21	„ „	2	„	135	12—14	„	
22	„ „	4	„	„	24—28	„	
23	„ „	„	130	140	35—40	„	
24	*Clement-Bayard*	2	80	106	17—9		
25	„ „	„	85	110	8—10		
26	„ „	„	100	120	10 —12		
27	„ „	4	85	„	12--16		
28	„ „	„	100	„	20—24		vgl. No. 14
29	„ „	„	„	140	24—30		
30	„ „	„	120	„	35—40		vgl. No. 23
31	*Daimler* 1903	„	175	150	80—90	1100	Gordon-Bennet-Renner.
32	„ 1904	„	165	„	90—95	1200	
33	„ 1905	„	185	„	125		
34	*De Dietrich* „	„	190	„	130		
35	*Fiat* „	„	180	„	110		
36	*Rich. Brasier* „	„	160	„	96		

kann. Schliesslich ist noch zu erwähnen, dass sich die metallische Reibungskuppelung zwischen dem Geschwindigkeitswechselgetriebe und der Maschine, die beim Wechseln der Uebersetzungen gelöst werden muss, mehr und mehr einbürgert; die ältere Konuskuppelung mit Lederbelag hat den Nachteil, dass sie bei feuchtem Wetter zu fest anpackt und bei trockenem Wetter zu lose; in diesem letzteren Fall erwärmt sich das Leder infolge der Reibung so, dass es bald mürbe und die Kuppelung schadhaft wird; bei metallischen, reichlich geölten Kuppelungen dagegen ist ein längeres Reiben statthaft und ein sanfteres Anfahren daher erreichbar.

Die Kraftmaschinen und Dampfkessel auf der Weltausstellung in Lüttich 1905.

Von **Fr. Freytag,** Chemnitz.

(Fortsetzung von S. 772 d. Bd.)

15. Vve. Lachaussée in Lüttich.

Die ausgestellte liegende Einzylindermaschine mit Kondensation hat 325 mm Zylinderdurchmesser und 500 mm Hub; sie leistet mit 9 kg/qcm anfänglicher Dampfspannung und 160 minutlichen Umdrehungen 70 PS.

Bemerkenswert ist zunächst die von dem Ingenieur *Bonjour* herrührende Steuerung, die mittels einfacher, unter Wirkung zweier Exzenter stehender Kolbenschieber



veränderliche Füllungen bei sonst gleichbleibender Dampfverteilung gestattet.

Die beiden Exzenter, von denen das eine — das Verteilungsexzenter — auf der Schwungradwelle festgekeilt ist, das andere — das Expansionsexzenter — von einem Flachregler auf veränderlichen Hub und Voreilwinkel eingestellt wird, betätigen die um den Bolzen *g* (Fig. 73)

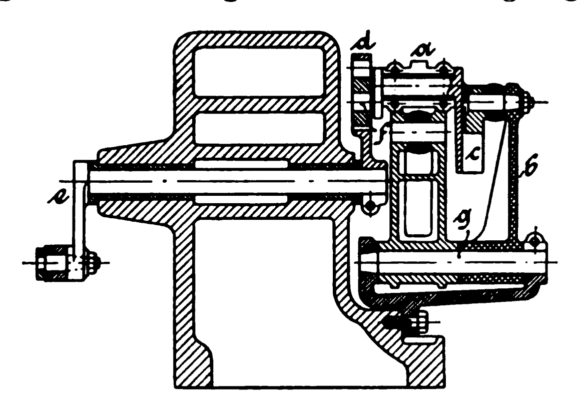


Fig. 73. Steuerung der Dampfmaschine von Vve. Lachaussée in Lüttich.

freischwingenden beiden Hebel *a* und *b*, deren Enden mit einer Kulisse *c* in Verbindung stehen, welche die empfangenen Bewegungen mittels der Kurbel *f* sowie Hebel *d* und *e* auf die Stange der unterhalb des Zylinders angeordneten Schieber überträgt (s. Fig. 75).

Zufolge des kinematischen Zusammenhanges in der Bewegung usw. der genannten Einzelteile lassen sich unter

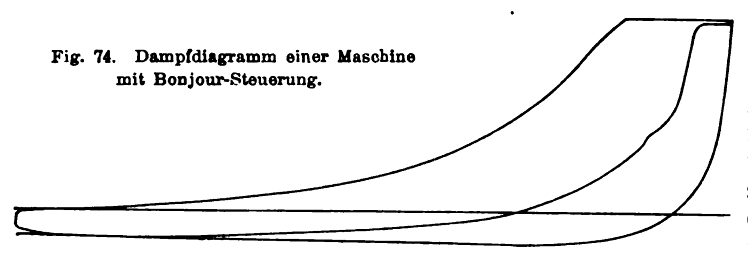


Fig. 74. Dampfdiagramm einer Maschine mit Bonjour-Steuerung.

Mitwirkung des Flachreglers veränderliche Füllungen zwischen 0 und 0,7 bis 0,8 des Kolbenhubes bei stets gleibleibender Vorein- bezw. Vorausströmung und Kompression des Dampfes mit Hilfe nur eines einzigen — im vorliegenden Falle *geteilten* — Schiebers erreichen.

Das in Fig. 74 ersichtliche Dampfdiagramm, welches an einer *Lachaussée*schen Maschine mit Steuerung *Bonjour* unter verschiedenen Belastungsverhältnissen abgenommen wurde, lässt dies deutlich erkennen.[2])

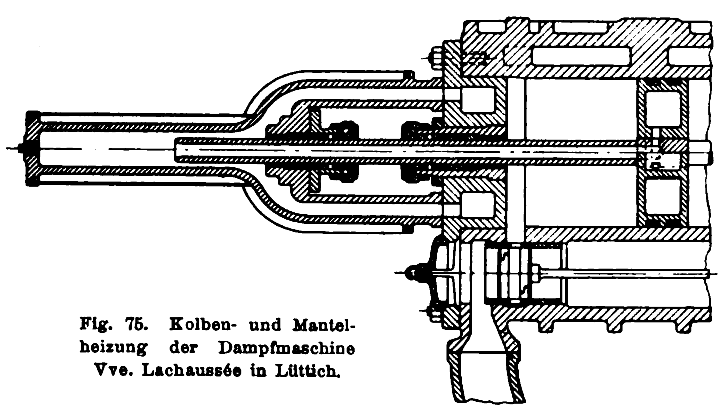


Fig. 75. Kolben- und Mantelheizung der Dampfmaschine Vve. Lachaussée in Lüttich.

Eine weitere Eigentümlichkeit der ausgestellten Maschine besteht in der — gleichwie bei der vorbesprochenen 300 PS-Zwillings-Verbundmaschine der *Société Cockerill* — angeordneten Kolben- und Mantelheizung mit Dampf von hoher Spannung zur Verminderung bezw. nahezu gänzlichen Vermeidung der Eintrittskondensation.

Die zu dem Zwecke von *Georg Duchesne* an der *Lachaussée*schen Maschine getroffene Vorrichtung zeigt Fig. 75; sie besteht aus einem mit dem Dampfmantel des hinteren Zylinderdeckels verbundenen, mit entsprechenden Hohlräumen versehenen Gusstück, in dem die verlängerte hohle Kolbenstange gleitet. Man heizt damit die obere Hälfte des Kolbens unmittelbar und ferner auch einen grösseren Teil der untern Hälfte desselben durch Wärmeleitung. Das sich bildende Kondensationswasser fliesst durch die hohle Kolbenstange ab.

Um die Heizwirkung des Kolbens wie auch diejenige der Dampfmäntel des Zylinders und der Deckel noch zu erhöhen, wird der Heizdampf in einem besonderen, von den Heizgasen des Hauptkessels bespülten, kleinen Kessel erzeugt, so dass er eine um etwa 10 bis 15° höhere Temperatur als der in den Zylinder tretende Arbeitsdampf besitzt. Infolgedessen bleiben die Innenwandungen des Zylinders trocken und es soll der Dampfverbrauch gegenüber einer Maschine, die mit gewöhnlichem Arbeitsdampf geheizt wird, um etwa 15 v. H. geringer ausfallen. *G. Duchesne* berichtet in der Revue industrielle des mines 1904, Band VII, S. 221 über Versuche, die *Dwelshauvers-Déry*, der bekannte Wärmetheoretiker, in seinem Laboratorium zu Lüttich an einer mit Mantel- und Kolbenheizung versehenen kleinen Kondensationsdampfmaschine der besprochenen Bauart anstellte.

Die hierbei abgenommenen Dampfdiagramme zeigten einen genau adiabatischen Verlauf der Expansionslinie und es soll sich ferner eine nahezu vollständige Uebereinstimmung zwischen dem aus dem Diagramm berechneten nutzbaren Dampfverbrauch und demjenigen, welcher durch Speisewassermessung ermittelt wurde, ergeben haben; derselbe stellte sich auf 4050 WE für 1 PS_i/Std, entsprechend 6.18 kg gesättigtem Dampf bei 6 Atm anfänglicher Spannung und 9 Atm Spannung im Mantel. Der Kondensationsverlust in letzterem wurde zu nur 0,610 kg für 1 PS_i/Std ermittelt.

Es wird angegeben, dass die Einzylindermaschine mit *Duchesne*scher Kolben- und Mantelheizung in bezug auf Wirtschaftlichkeit günstiger als die besten bisher gebauten Zwei- und Dreifach-Expansionsmaschinen arbeite; dies bedarf jedenfalls noch weiterer Untersuchungen, um es mit Sicherheit behaupten zu können!

Eine 100 pferdige Dampfmaschine der vorbesprochenen Bauart ist für die belgische Steinkohlengrube zu Ressaix geliefert worden, eine Zwillingsmaschine von 600 PS noch in Bau begriffen. Die Patente, welche auf die charakteristischen Einzelteile der Maschine erteilt wurden, sind in Händen der *Société anonyme d'Etudes techniques* in Lüttich. (s. auch „The Engineer" vom 28. Juli 1905, S. 84).

16. Société anonyme du Phönix in Gent.

Ausser einer 80 pferdigen Einzylindermaschine hat die Firma zwei Tandem-Verbundmaschinen mit freifallender *Corliss*steuerung und mit Kondensation für Leistungen von 400 und 500 PS ausgestellt.

Der einzige Unterschied in der Bauart der zum Betreiben von Dynamos dienenden beiden Verbundmaschinen besteht darin, dass die grössere mit Zahnrädern, die andere mit Riemenantrieb für den Regulator versehen ist.

Die grössere, in Fig. 76 dargestellte Verbundmaschine hat 450 bezw. 710 mm Zylinderdurchmesser und 900 mm Hub; sie soll mit 12 Atm anfänglicher Dampfspannung und 130 minutlichen Umdrehungen eine Leistung von 488 PS_e bei einem mechanischen Wirkungsgrade von 0,92 (!) entwickeln.

---

[2]) *Armand Duchesne* hat das Zusammenwirken der Einzelteile bei der *Bonjour*-Steuerung eingehender untersucht und in der „Revue industrielle des mines" 1904, Bd. VI, S. 147 veröffentlicht.

Die in ihrer ganzen Länge auf dem Fundament liegende Grundplatte ist mit den Hauptlagern in einem Stück gegossen und die Maschine mit Rücksicht auf die bei hohen Geschwindigkeiten besonders erwünschte Standfestigkeit sehr niedrig gelegt. Die Lagerschalen sind aus Stahl gefertigt und mit Weissmetall ausgegossen. Der Niederdruck-Zylinder ist am vorderen Ende mit der Grundplatte verschraubt; sein hinteres Ende stützt sich gleichwie das vordere Ende des Hochdruckzylinders auf eine gemeinsame gehobelte Platte, die das Zusammenfallen der geometrischen Achsen beider Zylinder sichert. Mit seinem hinteren Ende ist der kleine Zylinder derart auf einer anderen gehobelten Platte befestigt, dass er den jeweiligen Temperaturen entsprechende Bewegungen ausführen kann. Die zwischen den beiden Zylindern angeordnete Laterne ist zweiteilig ausgeführt; ihre Teilfugen liegen in der Vertikalebene.

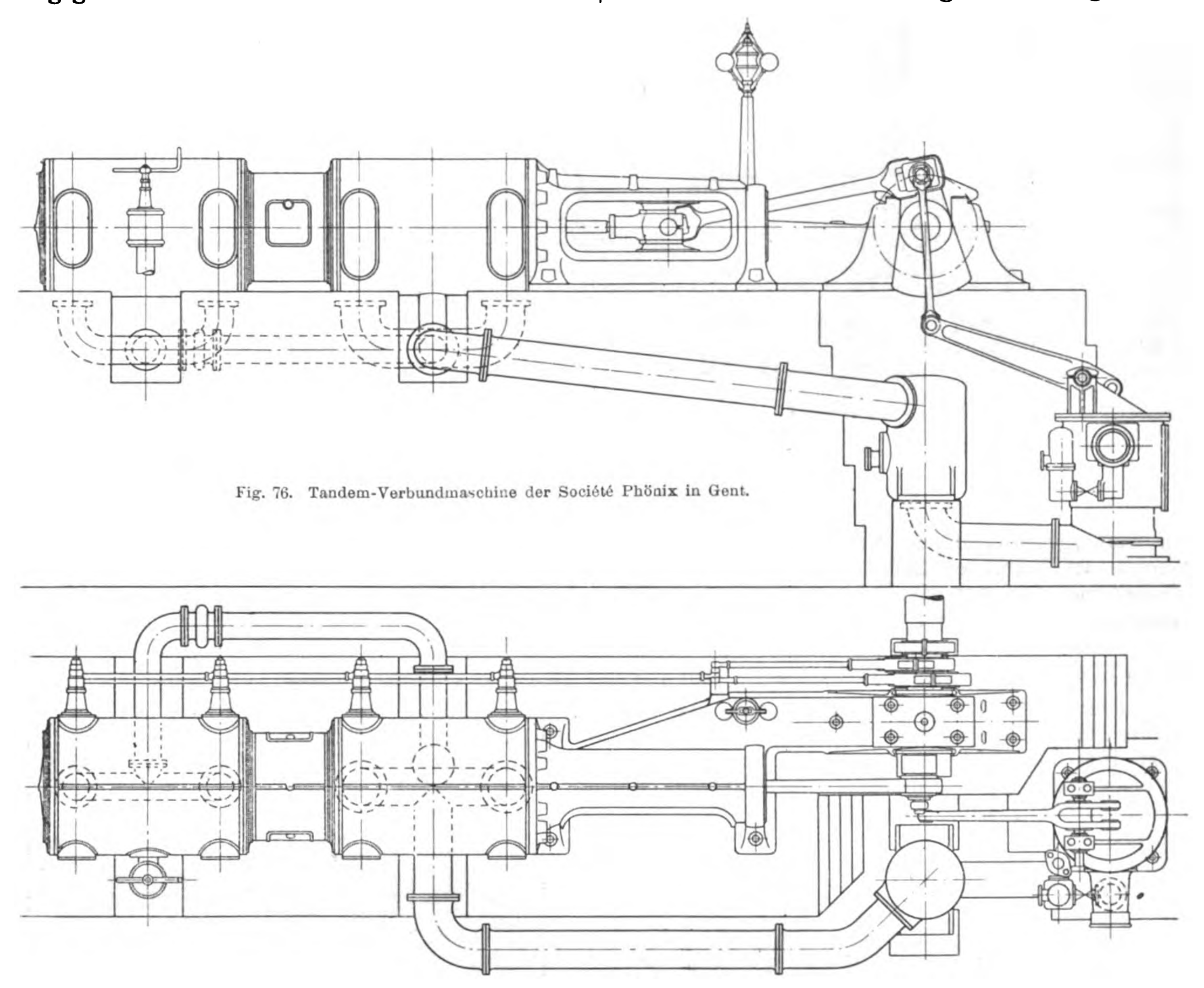


Fig. 76. Tandem-Verbundmaschine der Société Phönix in Gent.

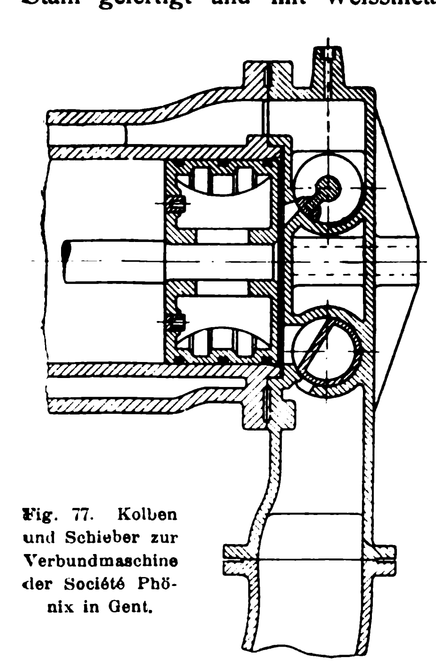


Fig. 77. Kolben und Schieber zur Verbundmaschine der Société Phönix in Gent.

Die zur Steuerung dienenden Einström- und Ausströmschieber, System *Corliss*, liegen, wie Fig. 77 erkennen lässt, zur Verminderung der Wirkung der schädlichen Räume und ihrer Oberflächen in den Zylinderdeckeln. Von den beiden auf der Kurbelwelle befestigten Exzentern bewegt das eine die vier Einström-, das andere die vier Ausströmschieber der Maschine. Der Regulator verändert die Dauer der Dampfeinströmung bei stets konstantem linearen Voreilen; man lässt ihn zu dem Zwecke auf die betreffenden Steuerorgane *beider* Zylinder oder aber nur auf diejenigen des Hochdruckzylinders einwirken.

Die Exzenterstangen sind gezogene Stahlrohre von geringer Wandstärke mit hydraulisch eingepressten Kopfstücken.

Die zur Steuerung gehörigen Hebel sind sämtlich einarmig ausgeführt. Die Schieber haben kleine Durchmesser und grosse Längen, so dass sie nur geringe Kraftäusserungen zu ihrer Bewegung erfordern.

Die Stopfbüchsen sind mit Metallpackungen — aus Ringen in einem Stück bestehend — ausgeführt. Schieber und Zylinder werden von einem Zentralschmierbehälter aus mit Oel versorgt, der sich aus einer Anzahl von kleinen Pumpen — z. B. 6 oder 7 — zusammensetzt.

Was die Dampfverteilung im übrigen anbetrifft, so ist der Einströmkanal schon vollständig geöffnet, wenn der Kolben 0,11 seines Hubes zurückgelegt hat; von diesem Augenblicke an strömt der Dampf mit einer Geschwindigkeit von 35 m/Sek. — gemäss der mittleren Kolbengeschwindigkeit — in den Zylinder.

Eine der vorbesprochenen ähnliche Maschine — 450

bezw. 710 mm Zylinderdurchmesser und 900 mm Hub —, die mit *gesättigtem Dampf* von 9,09 Atm Spannung be- sammen, so dass dieser sich nunmehr frei von Reibungen in seinem Sitze bewegen kann.

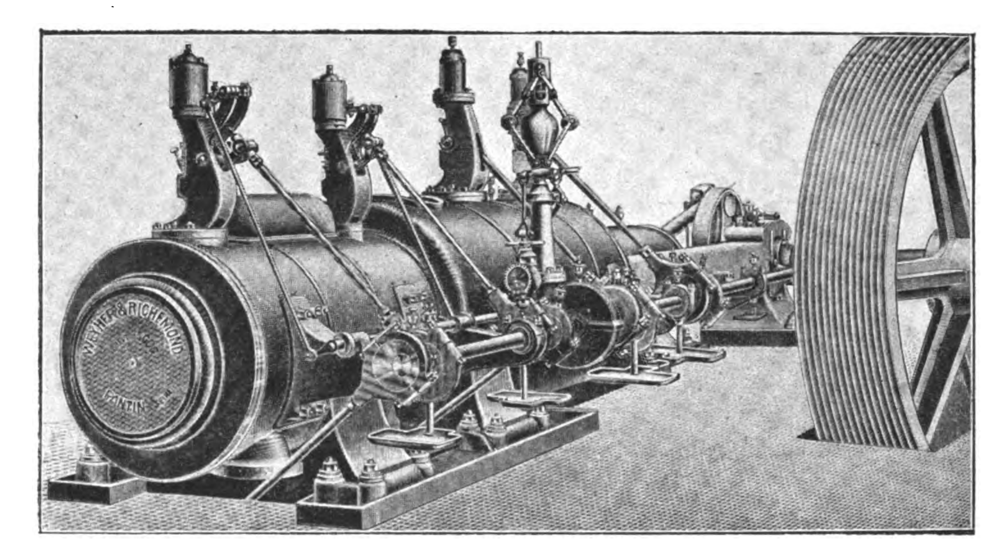


Fig. 78. Tandem-Verbundmaschine der Société Weyher & Richemond in Pantin.

trieben wurde, entwickelte bei Versuchen des Direktors *R. Vinçotte* der belgischen Dampfkessel-Ueberwachungsgesellschaft mit etwa 123 minutlichen Umdrehungen eine Leistung von 379,07 PS und brauchte hierbei an Dampf — einschliesslich des Kondenswassers der Mäntel — 5,380 kg für 1 PS_i/Std.

Versuche, die der Vorgenannte an einer Einzylinder-Auspuffmaschine von 350 mm Zylinderdurchmesser und 700 mm Hub mit *hoch überhitztem Dampf* von 6,26 Atm Spannung und einer Temperatur von 378°, zeitweise sogar von 410° C anstellte, ergaben bei 87 minutlichen Umdrehungen eine Leistung von 55 PS und einen Dampfverbrauch von 6,443 kg für 1 PS_i/Std. Die Auspufftemperatur betrug hierbei 147° C.

17. Société des etablissements Weyher & Richemond in Pantin (Seine).

Die ausgestellte liegende Tandem-Verbundmaschine (Fig. 78) mit einfachem, kettenschlüssigen Antrieb der Niederdruckventile hat Zylinder von 370 bezw. 640 mm Durchmesser und 1050 mm Hub; die normale Umlaufzahl beträgt 110 in der Minute, die anfängliche Dampfspannung im Hochruckzylinder 10 kg/qcm.

Das eigenartige Steuerorgan der Maschine ist in Fig. 79 dargestellt; es besteht aus einem aufgeschnittenen, nach Art der Ledermanschetten bei Presspumpen ∩-förmig gestalteten Schieber, dessen äusserer Schenkel *a* in die engere Bohrung des Schiebergehäuses eingesetzt ist, so dass der Schieber zufolge der eigenen Federung wie auch durch den Dampfdruck fest gegen die Gehäusewandung gepresst wird und damit den ringförmigen Einströmkanal dampfdicht abschliesst. Um bei der Aufwärtsbewegung des Schiebers die bedeutende Pressung zu überwinden, ist sein innerer Schenkel *b* kegelförmig gestaltet und der mit der Schieberspindel verbundene Mitnehmer *c* entsprechend ausgebildet. Infolgedessen zieht bei der Aufwärtsbewegung der Spindel der Mitnehmer den federnden Schieber zu-

Bei der Abwärtsbewegung der Spindel gelangt der

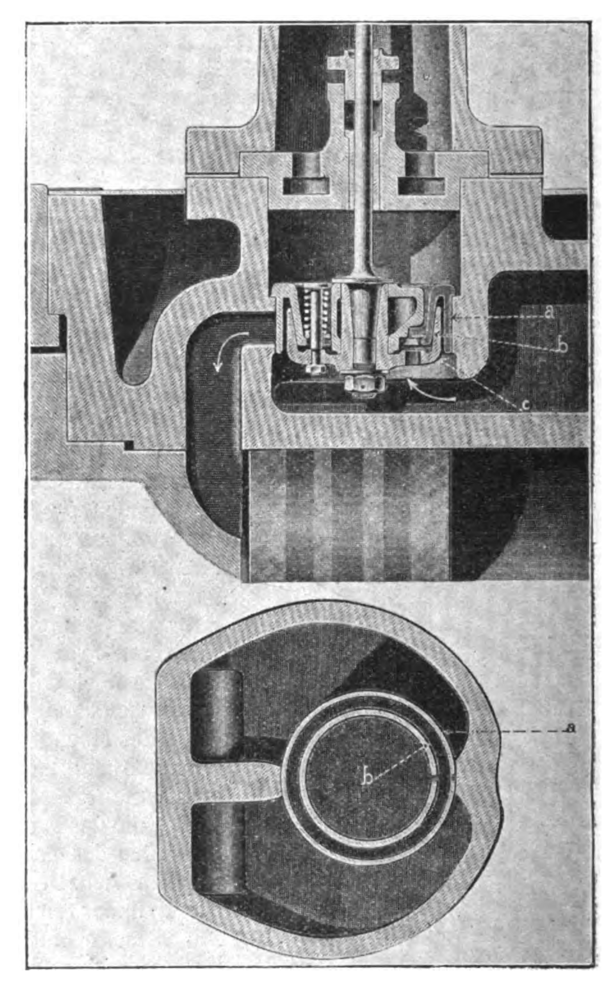


Fig. 79. Steuerorgan zur Verbundmaschine der Société Weyher & Richemond in Pantin.

Schieber bei Vermeidung jeglichen Stosses auf seinen Sitz zurück. (Fortsetzung folgt.)

Das Eisenbahn- und Verkehrswesen auf der Weltausstellung in St. Louis 1904.

Von Professor **M. Buhle** und Dipl.-Ing. **W. Pfitzner,** Dresden.

(Fortsetzung von S. 776 d. Bd.)

C. Elektrische Fahrzeuge.

Die Ausstellung der elektrischen Betriebsmittel war zum grösseren Teil in dem Elektrizitätsgebäude, zum kleineren Teil in dem Maschinengebäude und in dem Transportgebäude untergebracht (vergl. Fig. 12 und 15 auf S. 241 bezw. 244 d. Bd.). Die grössere Ausstellung (Fig. 118) enthielt in erster Linie elektrische Lokomotiven und Wagenuntergestelle.

Fig. 118. Innenansicht des Elektrizitätsgebäudes.

1. Elektrische Lokomotiven.

Die *Westinghouse Electric & Manufacturing Co., Pittsburg, Pa.,*

hatte eine für die *Norfolk Coal & Coke Co.*, West Virginia, gebaute Grubenlokomotive zur Schau gestellt. Die Spur betrug 1,2 m, und zwei 500 voltige Serienmotoren vermochten je 42 PS zu entwickeln. Das ungewöhnlich grosse Gewicht von 14 t ist bei dieser Maschine erforderlich für den ausserhalb der Kohlengruben zu leistenden schweren Dienst auf meist schlecht unterhaltenem Oberbau. — Eine zweite für die *Berwind-White Coal Mining Co.* in Windler, Pa., gelieferte Maschine zeigte ein wesentlich kleineres Gewicht von nur 9 t.

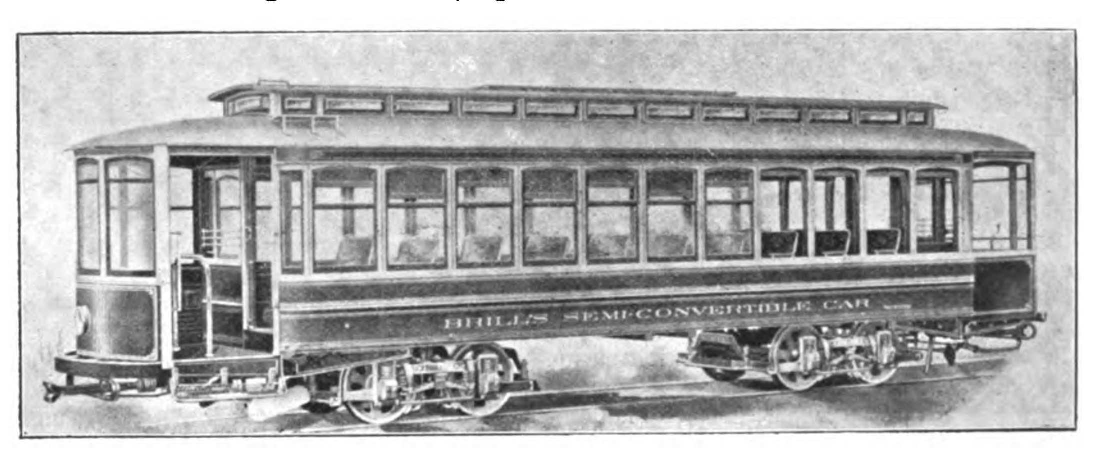


Fig. 119. Vierachsiger Strassenbahnwagen der J. G. Brill Co., Philadelpia.

Gemeinsam von den *Baldwin- und Westinghouse*-Gesellschaften war eine schmalspurige (24" = 609 mm) Verschiebe-Lokomotive mit Scheren-Stromabnehmer (Fig. 118) ausgestellt; bei 9 t Gewicht besass diese Maschine zwei je 30 pferdige Motoren, die für 220 Volt gebaut waren. Im übrigen bot keine dieser Lokomotiven etwas besonders Bemerkenswertes.

2. Elektrische Wagen.[50])

Sehr reichhaltig und lehrreich war hingegen die Ausstellung der elektrischen Wagen, von denen insbesondere die Erzeugnisse der

J. G. Brill Co., Philadelphia,

an dieser Stelle näher erörtert werden mögen.

Die Anforderungen an die hier in Betracht kommenden Betriebsmittel sind in jeder Hinsicht sehr vielseitig. Zu den erst durch die Elektrizität möglich gewordenen Strassenbahnbegriffen „*schnell*“, „*oft*“ und „*billig*“ haben sich bald die Ergänzungen „*sauber*“, „*hell*“ und „*bequem*“ gesellt. Die *Wagenkasten* sollen im Winter wie im Sommer einen angenehmen Aufenthalt gewähren; dabei darf aber keinesfalls etwa viel Schuppenraum beansprucht werden. Das gab schon früh den Anlass zur Entwicklung der sogenannten *Duplex*-Wagen[51]) oder „*Convertible Cars*“ bezw. „*Semi-Convertible Cars*“. Die Bedingungen für schnel-

[50]) Hingewiesen sei an dieser Stelle auf das treffliche, überaus lesenswerte Buch von Regierungsbaumeister *Gustav Schimpff*, Altona a. E. Die Strassenbahnen in den Vereinigten Staaten von Amerika, *Julius Springer*, Berlin, 1904.

[51]) Vergl. *Buhle*, Das Eisenbahn- und Verkehrswesen auf der Industrie- und Gewerbe-Ausstellung zu Düsseldorf, 1902. (*Julius Springer*, Berlin, 1903) S. 41 u. f.



les Aus- und Einsteigen im *Stadtverkehr* sowie das Bedürfnis für hohe und höchste Geschwindigkeit im *Vorort-* und *Nachbarortverkehr* gab die Grundlagen für die Form und Bauart der *Unter- bezw. Drehgestelle*, und so

Fig. 120. Querschnitt eines halb zu öffnenden „Brill"-Wagens (Semi-convertible Car).

finden wir nach vielen Richtungen grosse Mannigfaltigkeit in jeder Beziehung.

Während bei den zuerst gebauten „Convertible Cars" (d. h. ganz zu öffnenden Wagen) sowohl die Schiebefenster als die darunter befindlichen Wandfüllungen in äusserst geschickt angeordnete Dachtaschen (s. unten) geschoben werden können, werden bei den (jüngeren) „Semi-Couvertible Cars" (Fig. 119) nur die Schiebefenster gehoben (Fig. 120). Seit ihrer Einführung im Jahre 1899 haben sich diese *Brill*-Wagen in hohem Masse die Gunst des Publikums erworben, insbesondere auch, weil die Anordnung der Sitze wie bei den älteren Verwandlungswagen auf Querbänken (Fig. 121) beibehalten werden konnte. — Der in Fig. 119 veranschaulichte Wagen besitzt eine innere Kastenlänge von 9350 mm, während seine grösste Länge einschliesslich der Plattformen rund 12 700 mm beträgt.

Das Gewicht eines gewöhnlichen Schiebefensters beträgt nur etwa 7 kg, das einer verschiebbaren Wandfüllung rund 9 kg. In wenigen Minuten ist daher ohne grosse Anstrengung die Verwandlung aus dem geschlossenen Wagen (Fig. 122) in einen Sommerwagen (Fig. 123) gegebenenfalls durch das Wagenpersonal allein durchgeführt. Der Sommerzustand gestattet selbstverständlich den schnellsten Verkehr zwischen Strasse und Wagen; daher die sehr bezeichnende Benennung „*City Car*" für diese Form.

Aus den Fig. 124—128 dürfte der Vorgang selbst ohne Erläuterung verständlich sein; besonders hingewiesen sei nur darauf, dass die Fenster (*b*) (Fig. 125 und 126) zweiteilig sind, und dass die Wandfüllung (*a*) aus zwei dünnen Stahlblechen mit dazwischen gelegter, ebenfalls biegsamer Holzfüllung besteht.

Ganz offene und besonders lange (sogenannte „Narragansett"-) Wagen (Fig. 129) sind in den letzten Jahren geschaffen worden für den Verkehr zwischen den nicht unmittelbar an der Küste und doch nicht allzufern davon gelegenen Hauptstädten des Landes und den Seebädern bezw. für den Sonntagsverkehr nach beliebten Ausflugsorten in der Nähe grosser Städte.

Der Boden dieser wegen der hohen Fahrgeschwindigkeit mit grossen Rädern (838 mm Durchmesser) und meist vier Motoren ausgestatteten „Exkursions"-Wagen liegt etwa 927 mm über S. O. Die hohen Tritte der früher gebräuchlichen Wagen (Fig. 130) haben sich als unbequem und auch als gefährlich erwiesen, und darum führten sich diese mehrstufigen Wagen (Fig. 129 und 131) (man beachte die durch Verwendung eines **Z** - Eisens bemerkenswerte Bauart) schnell ein. Die Stufenhöhen betragen bei ihnen 406, 330 und 191 mm, und tatsächlich hat sich infolge dieser Verbesserung die Zahl der früher durch die hohen Tritte herbeigeführten Unfälle wesentlich vermindert.

Was nun die eigentlichen *Drehgestelle* anlangt, so seien aus der grossen Zahl der ausgestellt gewesenen Konstruktionen nur drei von *Brill* herrührende Bauarten erwähnt.

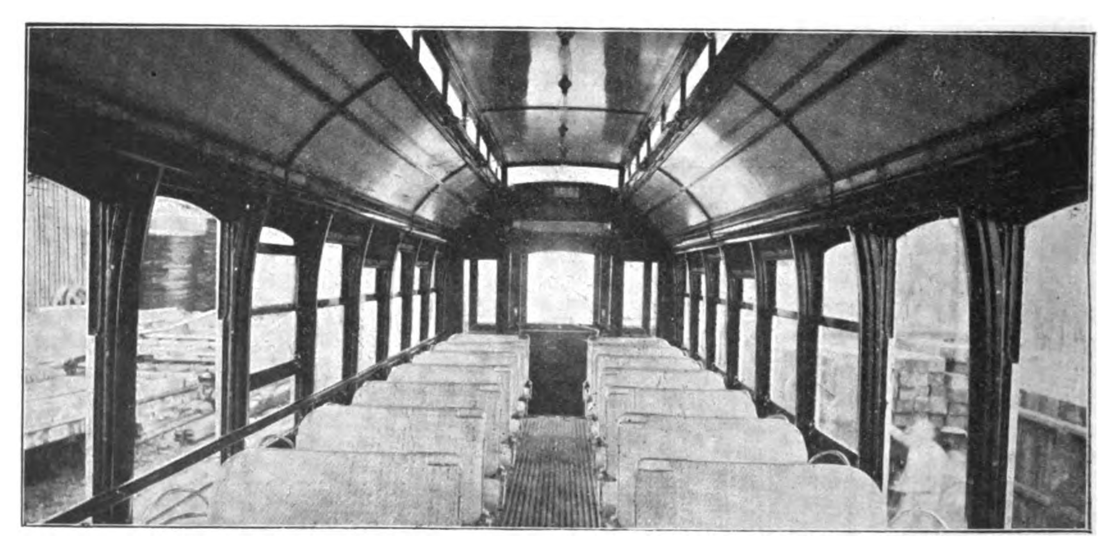


Fig. 121. Inneres eines ganz zu öffnenden „Brill"-Wagens (Convertible Car).

Ungefähr im Jahre 1890 machte sich bei den Strassenbahngesellschaften durch das erhöhte Bedürfnis nach Verkehrsmitteln dieser Art der Wunsch nach langen Wagen geltend, und dieser Umstand zeitigte eine besondere Form von Drehgestellen, das sogen. „*Maximum Traction Truck*",



(Fig. 132). Im *Stadtverkehr* liegt, wie bereits erwähnt, das Haupterfordernis in der Möglichkeit schnellen Aus- und Einsteigens zur Abkürzung der zahlreichen Aufenthalte. Hinzu kommen die Bedingungen: schnell halten (über Bremsen s. unten) und geschwind wieder anfahren zu können. Aus dem zuletzt genannten Grunde hat man die Drehgestelle so gebaut, dass das Wagengewicht zu etwa 75 v. H. auf die von den Motoren angetriebenen und deshalb mit grossen Rädern versehenen Achsen kommt. Dadurch wird ein genügend grosses Reibungsgewicht erzielt und zugleich wird die Zugänglichkeit zu den Motoren gesichert; die grossen Räder sitzen nämlich aussen, und der Eingang ist nach der Wagenmitte verlegt (Fig. 133). Die kleinen Räder (pony - wheels) erhalten nur so viel Last, dass sie die Führung auf den Schienen sicher bewirken.

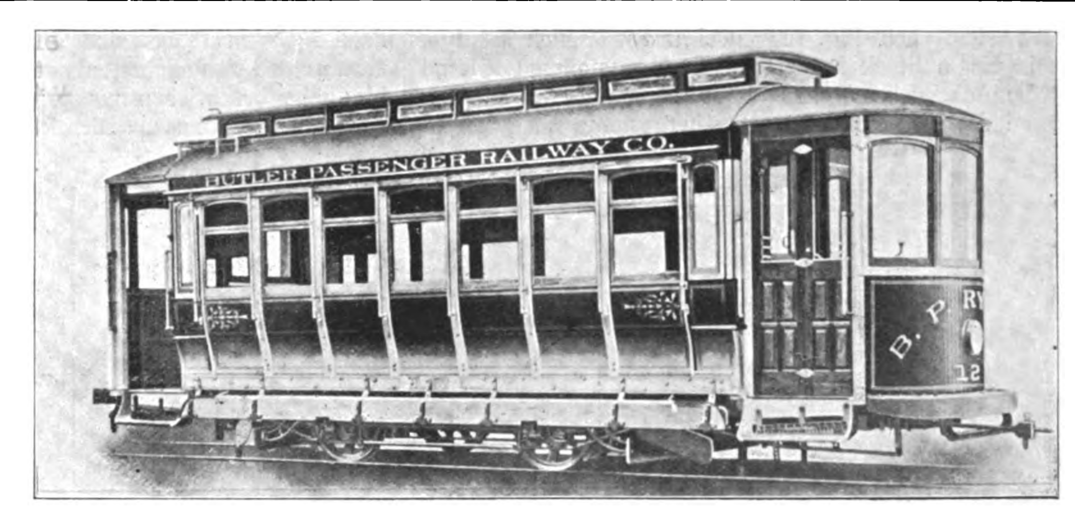


Fig. 122. „Convertible" in geschlossenem Zustand.

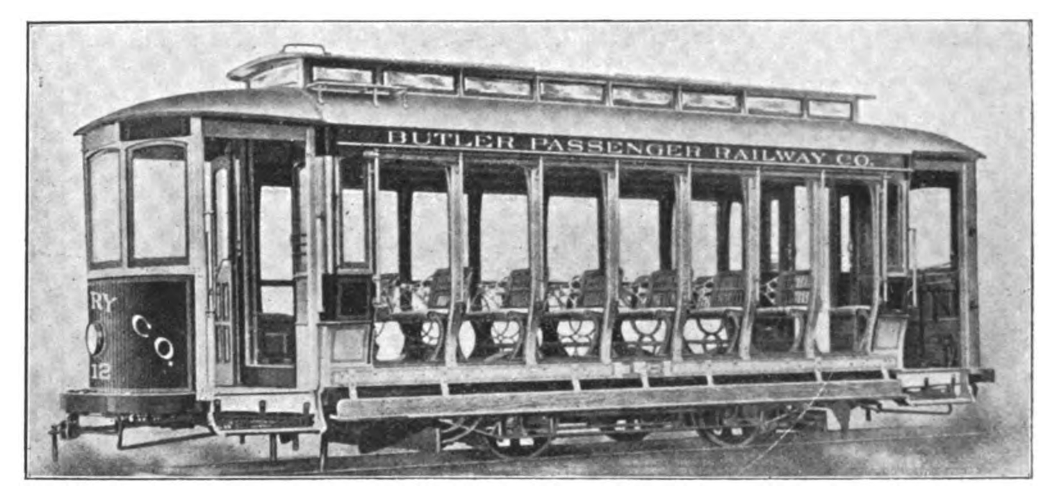


Fig. 123. „Convertible" in geöffnetem Zustand.

Für die *Vorortwagen*, von denen man bis zu 50 km stündliche Höchstgeschwindigkeit verlangt, werden die Drehgestelle nach Fig. 134 ausgeführt. Durch die Verbindung von Schrauben- und Blattfedern wird eine sehr einfache Konstruktion erzielt, die jedoch trotz der dreifachen Abfederung des Wagenkastens für Geschwindigkeiten, wie sie für den *Nachbarortverkehr* [52]) verwendet werden (maximal 110 km/St.), nicht ausreicht.

Bei diesen etwa 23 t schweren Schnellbahnwagen

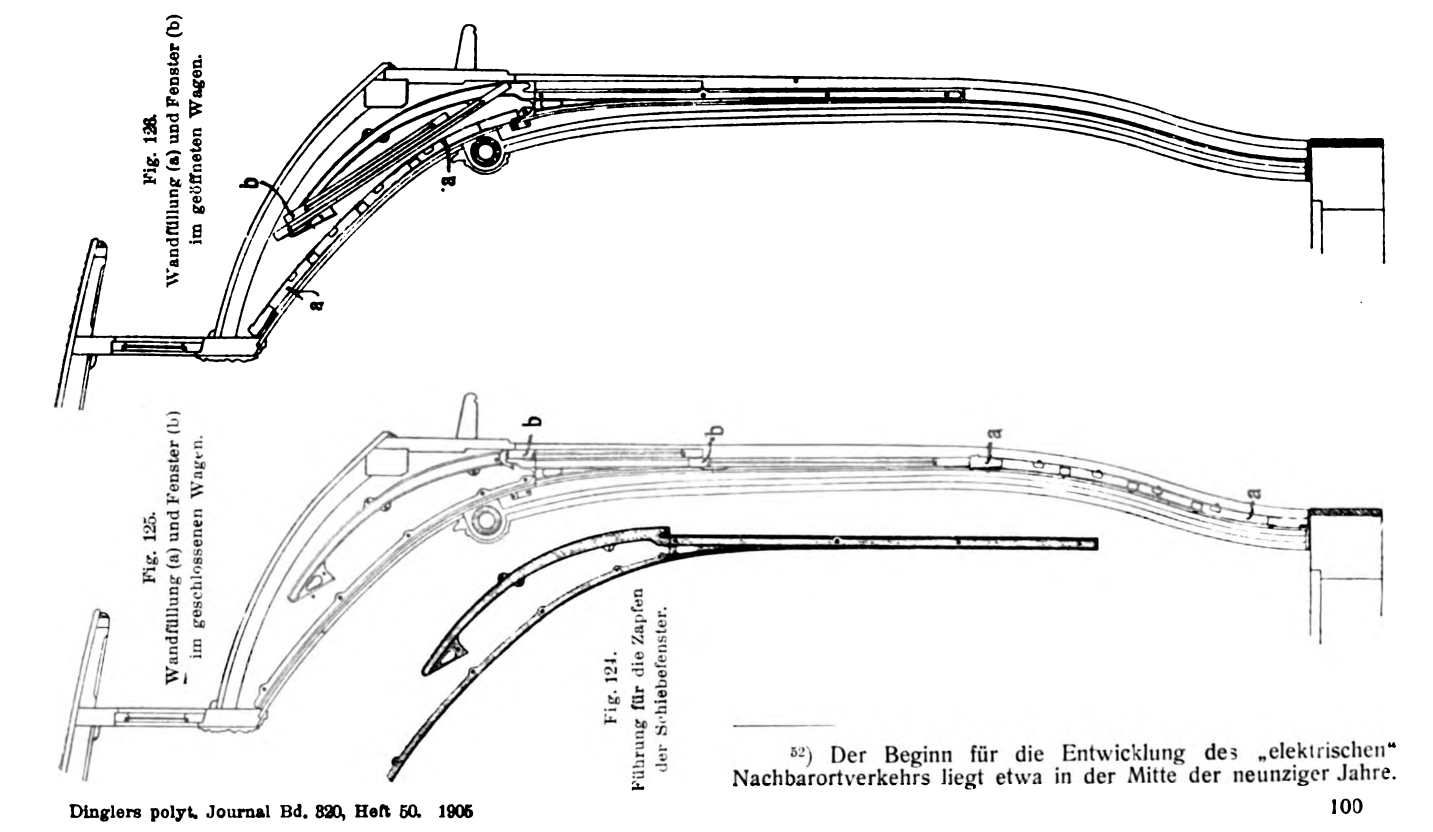


Fig. 126. Wandfüllung (a) und Fenster (b) im geöffneten Wagen.

Fig. 125. Wandfüllung (a) und Fenster (b) im geschlossenen Wagen.

Fig. 121. Führung für die Zapfen der Schiebefenster.

[52]) Der Beginn für die Entwicklung des „elektrischen" Nachbarortverkehrs liegt etwa in der Mitte der neunziger Jahre.

setzen sich nach Fig. 135 zwei ungewöhnlich kräftige, aus je einem Stück hergestellte Stahlgussrahmen federnd auf die Achsbüchsen, und daran hängen sich wiederum federnd drei aus Blattfederpaaren hergestellte Wiegefedern, die in ähnlicher Weise die Wagenkasten tragen, wie es bei unseren Vollbahn-Drehgestellwagen geschieht.

Obgleich nun die *Einzelteile* oder Einzelerzeugnisse der für die Eisenbahn liefernden Werke eigentlich dem nächsten Abschnitt (*D*) vorbehalten sind, so sei doch schon hier im unmittelbaren Anschluss an die elektrischen Strassenbahnwagen ein Betriebsmittel-Element behandelt, das für den Strassenbahnbetrieb eine ganz besondere Bedeutung besitzt: das sind die *Bremsen*, und von ihnen sei aus den zahlreichen ausgestellt gewesenen Systemen hier näher beschrieben nur die elektromagnetische *Westinghouse-Newell*-Bremse. Dieselbe besteht, wie aus Fig. 136 ersichtlich ist, aus einem hufeisenförmigen Magneten, welcher durch denjenigen Strom erregt wird, den die während des Bremsvorganges als Stromerzeuger arbeitenden Strassenbahnmotoren liefern. Dieser Hufeisenmagnet besitzt eine für das beabsichtigte Gleiten auf den Schienen geeignete Form; er ist aus weichem Stahl gefertigt, um die notwendigerweise auftretende Abnutzung statt auf die Schienen auf den auswechselbaren unteren Teil des Magnetschuhes zu verlegen. Der Bremsschuh ist mittels Federn am Untergestell derart befestigt, dass er im unerregten Zustand über den Schienen schwebt; er steht durch eine geeignete Hebelübersetzung mit zwei Radbremsklötzen in Verbindung.

Zwei solcher Schienenschuhe bilden die normale Ausrüstung für einen zweiachsigen Wagen; die Ausrüstung für einen vierachsigen Wagen entspricht dagegen zwei Ausrüstungen für zweiachsige Wagen. Die Wirkungsweise der ganzen Vorrichtung ist die folgende:

Durch die Betätigung der Fahrkurbel, welche der Wagenführer auf die Bremsstellung bringt, wird der von den Motoren erzeugte Strom um den Eisenkern des Bremsschuhes geleitet. Dieser wird dadurch erregt und durch die magnetische Kraft an die Schienen gepresst. Durch die gleitende Reibung zwischen Schuh und Schienen erfährt ersterer einen wagerechten, der Fahrtrichtung entgegengesetzten Druck, welcher sich durch die erwähnte

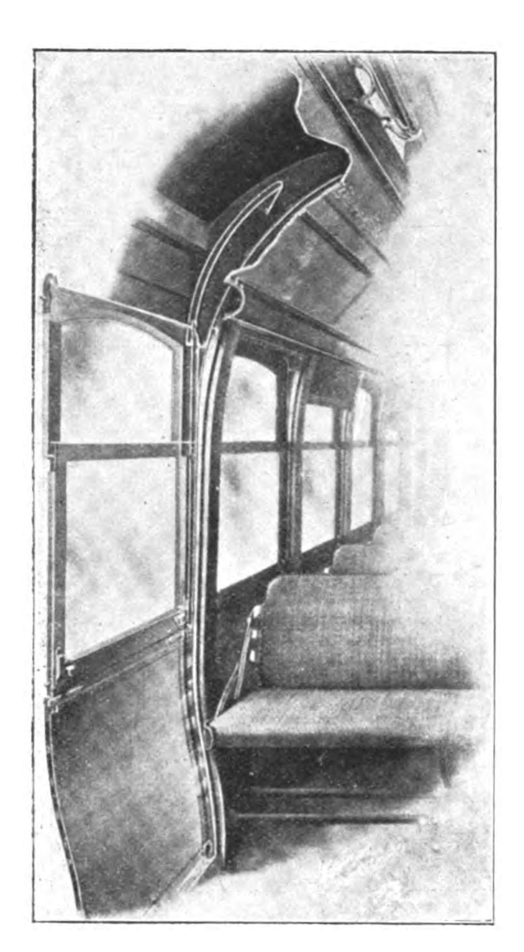


Fig. 127 (s. Fig. 125).

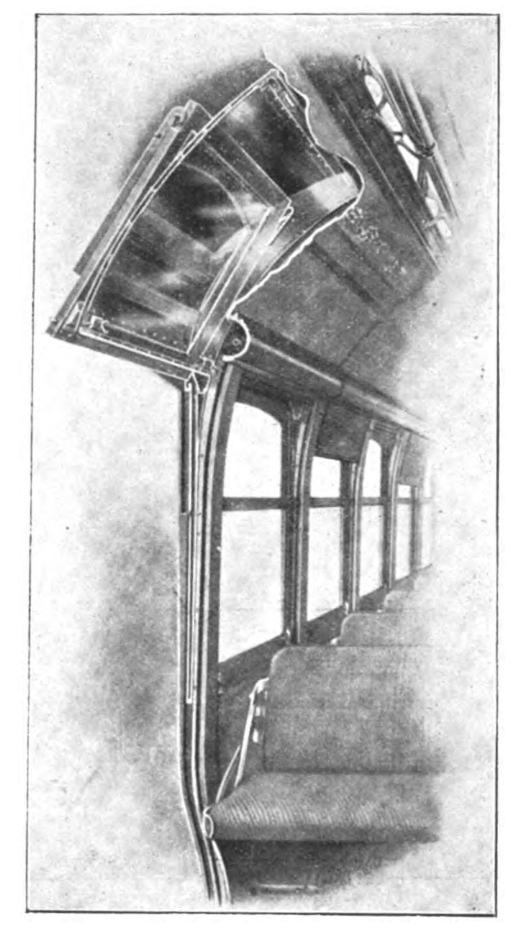


Fig. 128 (s. Fig. 126).

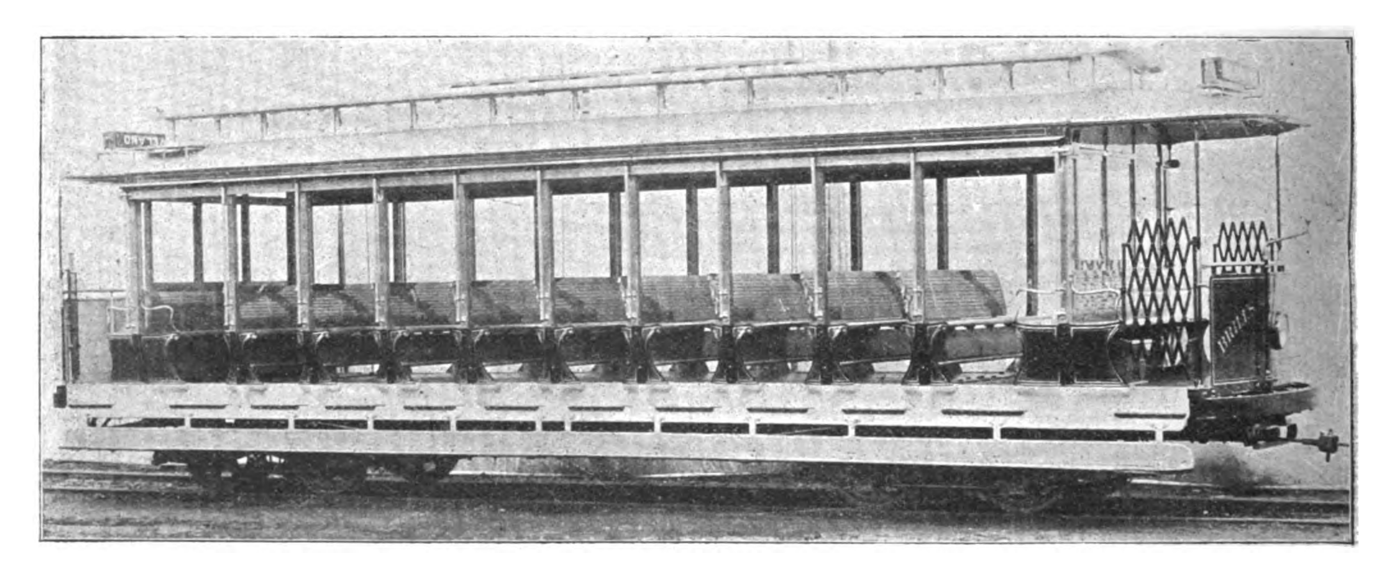


Fig. 129. Offener „Narragansett"-Wagen der Brill Co., Philadelpia.



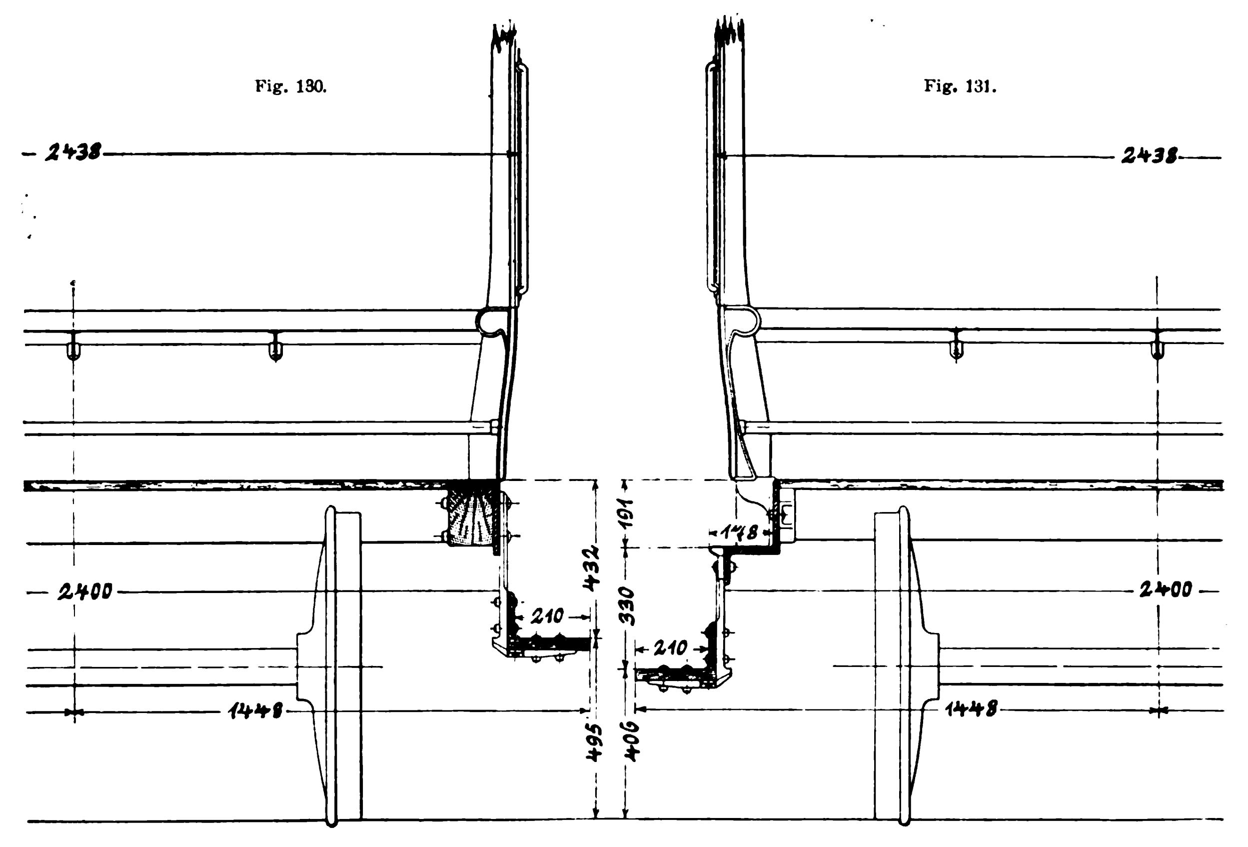


Fig. 130 und 131. Vergleich zwischen einem gewöhnlichen einstufigen und einem zweistufigen (Brill-) Wagen.

Hebelvorrichtung auf die beiden Radbremsklötze überträgt, so dass auch diese ihrerseits sich an die Radbandagen anlegen und gleichfalls eine Bremswirkung hervorrufen.

Es tritt also eine Bremswirkung auf:

1. infolge des Stromes, den die Motoren erzeugen, während sie als Generatoren von der lebendigen Kraft

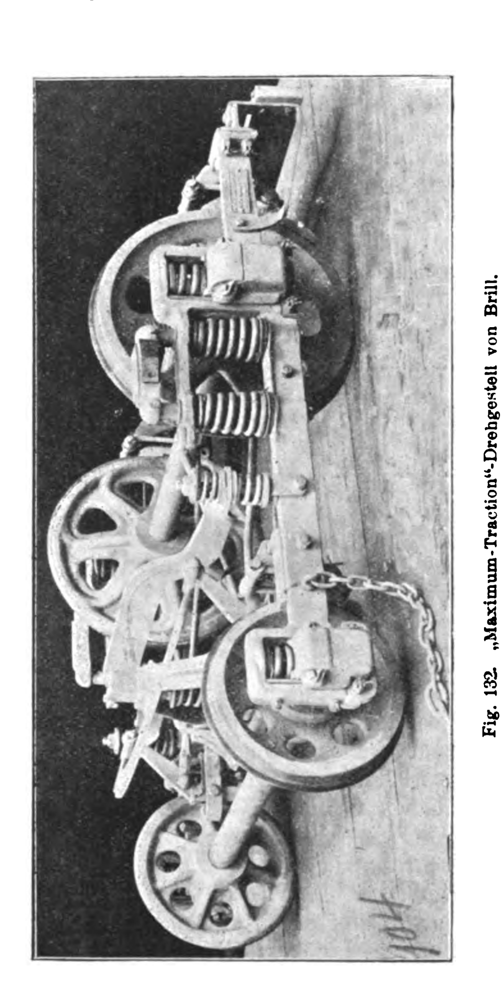


Fig. 132. „Maximum-Traction"-Drehgestell von Brill.

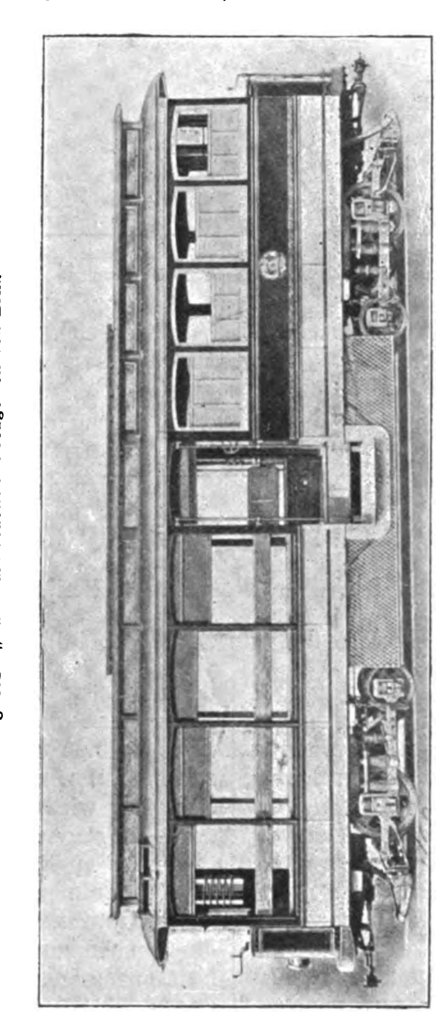


Fig. 133. Wagen mit Maximum-Drehgestellen für Stadtverkehr.

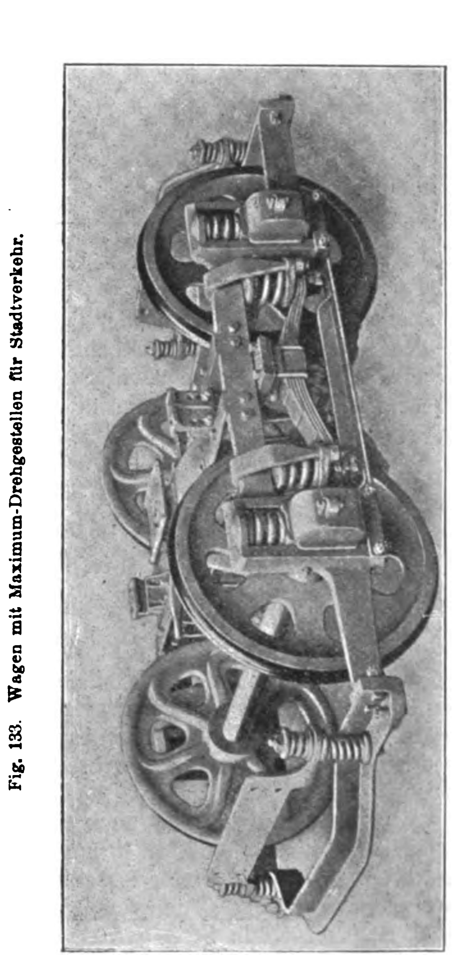


Fig. 134. Drehgestell für Vorortwagen mit 48 km/stündl. Höchstgeschwindigkeit.

des Wagens angetrieben werden und einen entsprechenden Teil derselben verzehren. Diese Wirkung ändert sich mit der Geschwindigkeit des Wagens und hängt von dem Widerstande ab, welchen der Wagenführer jeweilig eingeschaltet hält;

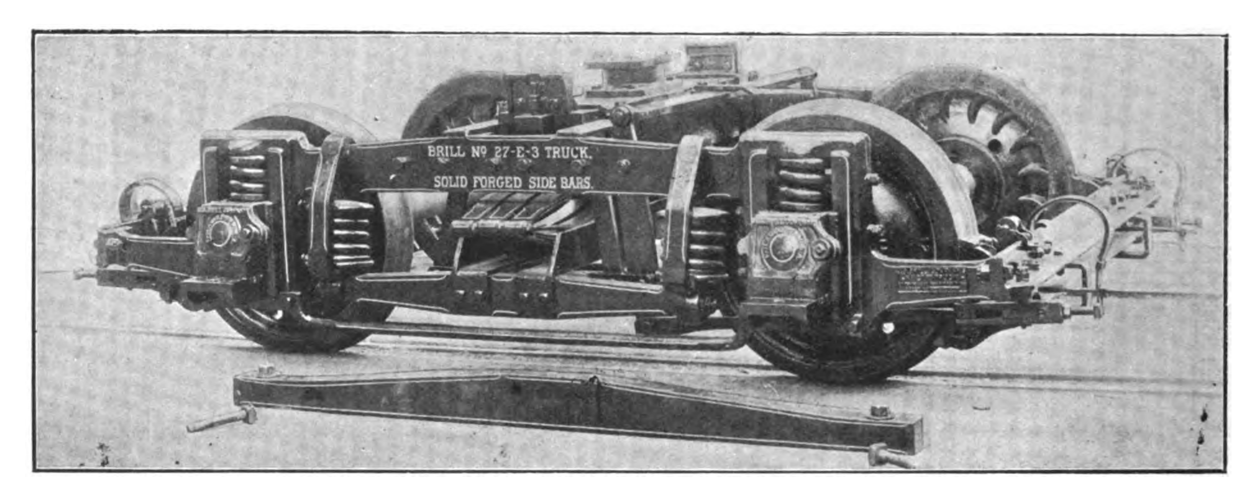


Fig. 135. Drehgestell für Wagen (Nachbarortverkehr) mit 110 km/stündl. Höchstgeschwindigkeit.

2. infolge der gleitenden Reibung des Schienenschuhes gegen die Schienen. Diese Wirkung hängt wesentlich ab von der Geschwindigkeit des Wagens und nimmt wegen des mit abnehmender Geschwindigkeit steigenden Reibungskoeffizienten beträchtlich zu;
3. wird eine weitere Bremswirkung erreicht durch die an die Räder gepressten Bremsklötze.

Fig. 136. Elektromagnetische Westinghouse-Schienenbremse (Patent F. C Newell).

Die Summe aller drei Bremswirkungen läuft darauf hinaus, dass eine mit abnehmender Geschwindigkeit zunehmende Bremswirkung erreicht wird. Diese Eigentümlichkeit besitzt den Vorzug, dass der Stoss, den die Fahrgäste bei plötzlicher Betätigung der Bremse empfinden, wesentlich abgedämpft wird, indem die Maximalverzögerung nicht sofort auftritt. Die Betätigung der Bremsvorrichtung erfolgt also sanft und nahezu stossfrei.

Dabei erreicht die *Newell*-Bremse bei schlüpfrigen Schienen leicht einen Bremsweg von etwa 13 m, bei trockenen Schienen 6 m und bei sandigen Schienen 4 m.

Es muss noch als ein besonders glücklicher Gedanke betrachtet werden, dass mit dieser Bremse zugleich eine elektrische Heizvorrichtung verbunden werden kann, welche durch die Brems- und Anfahrtströme betrieben wird, infolgedessen keinerlei besondere Energiekosten verursacht und so gleichfalls eine treffliche Einrichtung vorstellt.

Auf weitere Einzelheiten innerhalb der elektrischen Verkehrsabteilung der Ausstellung kann hier aus Mangel an Raum leider nicht eingegangen werden.

(Fortsetzung folgt.)

Kommutator-Motore für einphasigen Wechselstrom.

Von Dr. **Albert Hoerburger**, Berlin.

(Fortsetzung von S. 780 d. Bd.)

Es sollen nun noch einige Schaltungsarten angegeben werden, die zum Teil in der Praxis Verwendung gefunden haben, zum Teil nur theoretisches Interesse haben, viele sind einfach Umkehrungen der bereits behandelten Schaltweisen.

Fig. 39 zeigt zunächst noch eine Anordnung, um bei Repulsionsmotoren die Umkehrung der Drehrichtung zu bewirken. Auf dem Stator ist eine Hauptwicklung F und zwei Hilfswicklungen f_1 und f_2, von denen je eine mit Hilfe eines Schalters S in Serie mit der Hauptwicklung F geschaltet werden kann. Das Hauptfeld F und das Hilfsfeld setzen sich zu einem resultierenden Felde zusammen, dessen Achse zwischen beiden Feldern liegt. Der Rotor ist in der Achse des Hauptfeldes kurz geschlossen. Je nachdem nun die eine oder andere Hilfswicklung eingeschaltet ist, wird die Drehrichtung des Motors sein. Diese Schaltung wird hauptsächlich von der *Felten* und *Guilleaume-Lahmeyer*, *A.-G.*, verwendet.

Eine einfache Umkehrung der Fig. 24 zeigt Fig. 40, eine Anordnung, die im D. R. P. 110502 erwähnt ist. Der Stator enthält eine gleichmässig verteilte Wicklung, die in sich kurz geschlossen ist; dem Rotor wird die Netzspannung durch zwei Bürsten zugeleitet, deren Achse gegen die Statorwindung um den Winkel ψ verschoben



ist. Allein bei dieser Anordnung ist einmal die Netzspannung durch Bürsten zuzuleiten, der Motor kann also höchstens für Spannungen bis zu 200 Volt gebaut werden, die ganze Energie muss durch diese Bürsten übertragen werden und ferner wird das motorisch wirkende Feld ausschliesslich durch induzierte Ströme erzeugt, was einen schlechten Leistungsfaktor zur Folge haben muss.

Fig. 39. Umschaltvorrichtung des Repulsionsmotors mit zwei Hülfsfeldern.

Eine Umkehrung der Schaltung nach Fig. 21 ist in Fig. 41 dargestellt. Der Strom wird dem Stator mittels zwei Bürsten zugeleitet; in dieser Bürstenachse ist eine Feldwicklung, die mit einem zweiten Bürstenpaar in Serie geschaltet ist, dessen Achse senkrecht auf dem ersten Bürstenpaar steht. Der von aussen zugeleitete Strom erzeugt das Ankerfeld B_A, während die durch die Kompensationsspulen geschlossenen Bürsten die Achse des motorischen Feldes bilden. Dieses Feld ist gegen die Netzspannung in der Phase zurück. Durch die in diesen Bürsten durch Rotation vom Felde B_A erzeugte gegenelektromotorische Kraft wird eine Phasenkompensation erzielt, ähnlich wie beim *Latour*motor. Ein grosser Nachteil der Schaltung ist wieder dadurch gegeben, dass der Rotor dauernd mit der Netzspannung verbunden ist, und die Bürsten die gesamte Energie übertragen müssen.

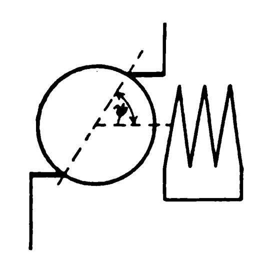


Fig. 40. Umkehrung des einfachen Repulsionsmotors nach Fig. 24.

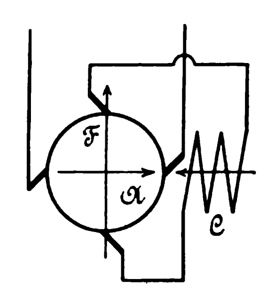


Fig. 41. Umkehrung von Fig. 21.

Eine weitere Umkehrungsmöglichkeit ist in Fig. 42 schematisch gegeben. Auf dem Stator sind zwei Wicklungen, die in Serie geschaltet sind und einen geschlossenen Stromkreis bilden. Dem Rotor wird die Spannung durch zwei Bürsten zugeführt. Die in der Achse der Bürsten liegende Wicklung kompensiert das Rotorfeld (Ankerfeld) aus, die senkrecht dazu liegende Wicklung erzeugt das erregende Feld. Da die beiden Statorwicklungen von dem gleichen Strom durchflossen werden, also in Phase sind, so ergeben sie zusammen ein resultierendes Feld, dessen Achse zwischen den beiden Spulenachsen gelegen ist; gegenüber dem resultierenden Feld ist die Bürstenachse um einen bestimmten Winkel verschoben. Diese Anordnung stellt also nichts anderes, als die Umkehrung des einfachen Repulsionsmotors nach Fig. 40 dar, und bietet demgegenüber keine Vorteile, die Schaltung sollte nur der Vollständigkeit wegen gegeben werden.

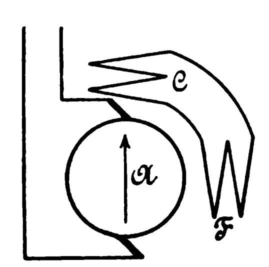


Fig. 42. Zweite Umkehrung von Fig. 21.

Eine weitere Schaltung, die *Vogel* im D. R. P. 135896 geschützt ist, ist schematisch in Fig. 43 dargestellt. Dieser Motor ist ein weiterer Ausbau der Schaltung von Fig. 21. Durch die weiteren Bürsten wird ähnlich wie beim *Winter-Eichberg*-Motor eine Kompensierung der Phasenverschiebung erreicht.

Der schon früher erwähnte *Atkinson* hat in dem Jahre 1898 in den „Minutes of Proceedings of the Institution of Civil Engineers“ Vol. 133 eine Arbeit über Einphasen-Wechselstrommotore veröffentlicht, in der er eine ganze Reihe der verschiedenen Schaltungen behandelt und deren wichtigste Eigenschaften richtig erkannt hat. Es ist auffallend, dass diese Arbeit jahrelang vollkommen unbeachtet bleiben konnte, und erst, nachdem eine Reihe von Motorschaltungen von anderer Seite aufgefunden war, diese Arbeit mehr bekannt wurde.

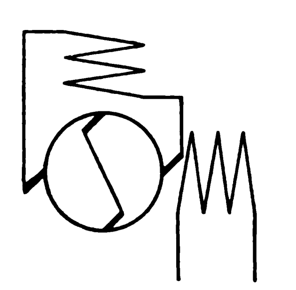


Fig. 43. Induktions Repulsionsmotor.

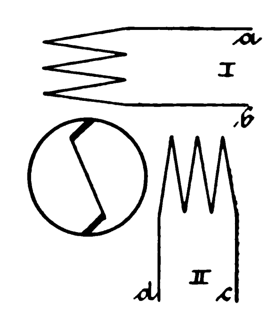


Fig. 44. Atkinsonscher Repulsionsmotor mit zwei Statorwicklungen an verschiedenen Netzströmen.

Diese Arbeit enthält zunächst (ausser manchen der bereits erwähnten) eine Schaltung nach Fig. 44. Auf dem Stator sind zwei Windungen, die mit Wechselströmen gespeist werden, die in der Phase um 90° verschoben sind. Bei einem Zweiphasennetz kann man z. B. die Leiter *a b* an die eine Phase, die Leiter *c d* an die zweite Phase anschliessen. In diesem Motor war zum ersten mal die Möglichkeit gegeben, ohne Phasenverschiebung zu arbeiten. Die Anordnung besitzt auch noch den Vorteil, dass man das Erregerfeld ganz unabhängigvon der Spannung der beiden sich induzierenden Windungen, durch Widerstände verändern und so die Geschwindigkeit des Motors und das Drehmoment innerhalb weiter Grenzen regulieren kann.

Zwei andere von *Atkinson* angegebene Schaltungen sind im folgenden dargestellt. Fig. 45 ist ein Repulsionsmotor, bei dem ebenfalls eine Phasenkompensierung angestrebt ist. In Fig. 46 ist eine Schaltung, die im Rotor zwei um eine Polteilung versetzte kurzgeschlossene Bürsten, im Stator eine an das Netz angelegte Windung besitzt. Das Ankerfeld wird in dieser Windung erzeugt, in den senkrecht dazu liegenden kurzgeschlossenen Bürsten, wird durch die Rotation ein Feld, das Erregerfeld, induziert, dieses Feld fehlt aber beim Stillstand des Motors, daher verhält sich diese Schaltung wie ein gewöhnlicher Einphasen-Induktionsmotor, indem der Motor nicht von selbst anläuft.

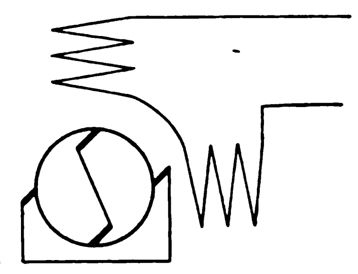


Fig. 45. Atkinsonscher Repulsions-Induktionsmotor.

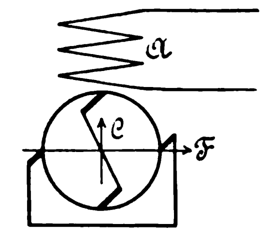
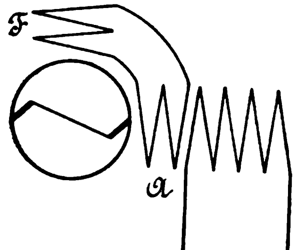


Fig. 46. Atkinsonscher Induktionsmotor.

In dem bereits erwähnten Patent von *Vogel* ist noch eine zweite Schaltung angegeben, die in Fig. 47 abgebildet ist. Die Spannung wird einer Wicklung auf dem Stator zugeführt, und in einer zweiten konaxialen Spule dadurch ein Strom induziert, der in einer dritten um eine

Polteilung verschobenen Spule das Feld erzeugt. Der Rotor ist in der Achse der ersten beiden Spulen kurz geschlossen. Die erste Spule induziert also sowohl das Anker- wie das Erregerfeld. Letzteres ist in der Phase um 90° gegen die Netzspannung verschoben, das Ankerfeld aber ändert seine Phase mit der Belastung. Der Motor wird mit grosser Anzugkraft anlaufen und verhält sich beim Lauf wie der Repulsionsmotor. Ganz abgesehen davon ist es unzweckmässig, drei Windungen am Stator unterzubringen. Ganz wesentlich verbessert sich der Motor, wenn man das Feld nicht auf dem Stator unterbringt, sondern den Strom dem Rotor zuführt, wie in Fig. 48 dargestellt. Statt der drei Statorwindungen hat man nunmehr zwei. Es ist ohne weiteres ersichtlich, dass man damit wieder auf den kompensierten Serienmotor nach *Latour* gekommen ist.



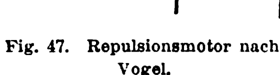


Fig. 47. Repulsionsmotor nach Vogel.

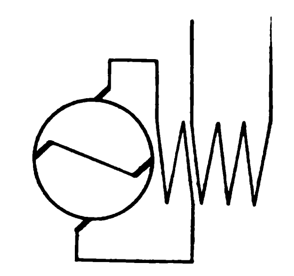


Fig. 48. Kompensierter Serienmotor mit Transformator.

Während die bisher behandelten Motoren an der Spitze der *Winter-Eichberg-Latour*-Motore sich hauptsächlich als Bahnmotore verwenden lassen, haben in der Praxis noch eine Reihe von Motoren hauptsächlich für stationäre Zwecke, für Krane, Aufzüge, Arbeitsmaschinenantrieb Anwendung gefunden, die sich als kombinierte Motore behandeln lassen, indem sie in einer Schaltung angelassen werden, bei erlangter nahezu symchroner Geschwindigkeit, von selbst oder mit Hilfe eines Anlassers umgeschaltet werden und dann als Induktionsmotore weiter laufen.

5. *Kombinierte Motore.* Je nach der für den Anlauf verwendeten Schaltung unterscheidet man:

a. Repulsions-Induktionsmotore; die Maschinen laufen als Repulsionsmotore an und nach nahezu erreichtem Synchronismus wird der Rotor kurzgeschlossen.

b. Serien-Induktionsmotore, bei denen die Maschinen als Serienmotore änlaufen, um dann gleichfalls umgeschaltet zu werden.

a. Repulsions-Induktionsmotore.

1. Der *Wagner*-Motor. Er ist der älteste Motor dieser Art, indem die *Wagner Electric Mfg. Co. of St. Louis* schon im Jahre 1898 solche Maschinen auf den Markt brachte. Sie sind dem Prinzip nach im Laufe der Jahre nur unwesentlich verändert worden, selbstverständlich aber ist ihre Ausführung moderner geworden. Der Rotor dieser Maschine ist ein Gleichstromanker, aber im Innern ist ein Fliehkraftregulator angebracht, der beim Ueberschreiten einer gewissen Geschwindigkeit den Kommutator kurzschliesst und die Kommutatorbürsten abhebt, beim Zurückgehen der Geschwindigkeit den Kurzschluss aufhebt und die Bürsten wieder aufsetzt. Die Bürsten auf dem Kollektor sind unter sich kurzgeschlossen, und der Motor arbeitet demnach für den Anlauf als Repulsionsmotor.

Fällt nach erfolgter Umschaltung der Induktionsmotor wegen Ueberlastung aus dem Takt, so gibt der Regulator den Kollektor frei und der Motor kommt wieder wie beim Anlauf auf seine synchrone Geschwindigkeit.

Fig. 49 stellt einen derartigen Motor im Schnitt dar. Der Kollektor ist radial angeordnet, um das Kurzschliessen konstruktiv leichter zu ermöglichen. Man kann den Motor bei Grössen bis zu 5 PS ohne Widerstand direkt ans Netz schliessen, bei grösseren Ausführungen

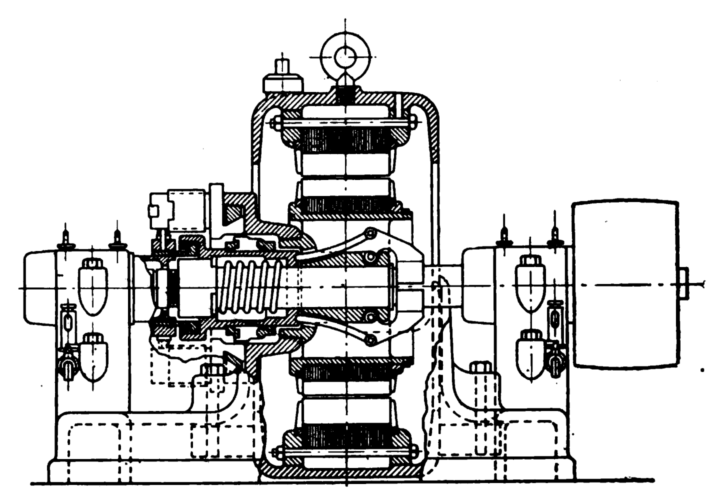


Fig. 49. Wagners Einphasen-Wechselstrommotor.

wird ein Widerstand zwischen die Bürsten geschaltet. Die Kurven der Fig. 50 geben den Stromverbrauch und die Zugkraft in Prozent der Verhältnisse bei normaler Belastung und zwar mit und ohne Anlasswiderstand. Der

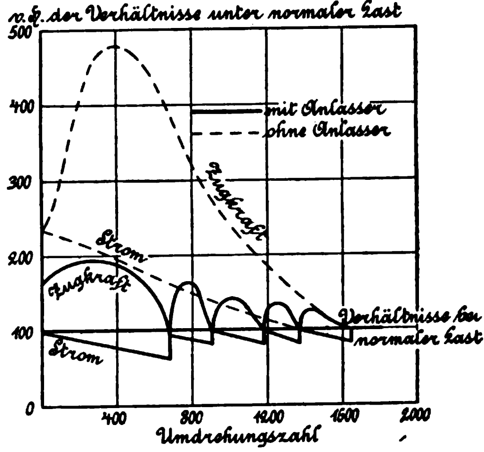


Fig. 50. Zugkraft und Strom beim Wagner-Motor (Fig. 49).

Leistungsfaktor ist sowohl während der Anlaufperiode, wie bei normalem Betrieb etwa 0,8. Der Motor wird hauptsächlich zum Antrieb von Werkzeugmaschinen, Pumpen und Ventilatoren benutzt.

2. Der *Schüler*-Motor. Er verwendet einen Gleichstromanker mit Kollektor; ausserdem sind jedoch auf der anderen Seite noch drei Schleifringe vorgesehen, die mit drei symmetrisch gelegenen Punkten der Armatur verbunden sind. Die Bürsten des Kollektors sind unter sich kurzgeschlossen, die Bürsten der Schleifringe sind an einen dreiteiligen Anlasswiderstand, wie er bei Drehstrommotoren zum Anlassen und allmählichen Kurzschliessen des Rotors dient, angeschlossen. Dadurch, dass während des Anlassens der Widerstand allmählich ausgeschaltet wird, vereinigt sich die Wirkung des Repulsionsmotors mit der eines Drehfeldmotors.

In der Fig. 51 ist das Drehmoment und der Anlaufstrom während des Anlaufens eingetragen und zwar für einen sechspoligen 5 PS Motor, einmal als Repulsionsmotor und einmal als Drehfeldmotor mit Verwendung von Widerständen. Bei gleichzeitiger Verwendung addieren sich die Drehmomente. Das gesamte Drehmoment ist während der ganzen Anlaufperiode grösser als das nor-

male, im kleinsten Falle etwa das 1,4 fache, der Strom beim Anlauf ist nicht ganz der zweifache. Die Strom-

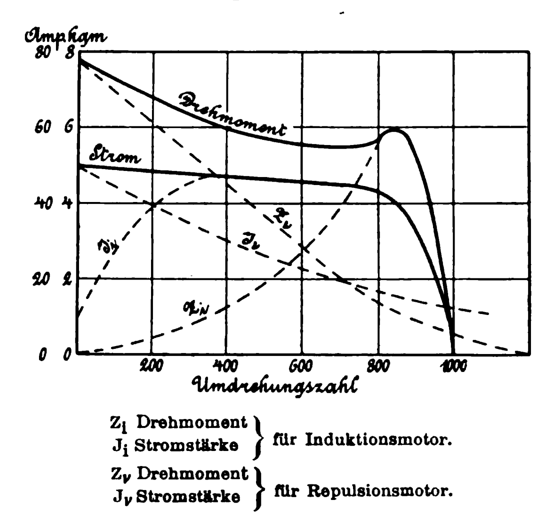


Fig. 51. Anlaufstrom und Drehmoment beim Schüllermotor (Fig. 52).

kurve ist ganz regelmässig, und der Stromstoss, der beim *Wagner*-Motor beim plötzlichen Umschalten sich unange-

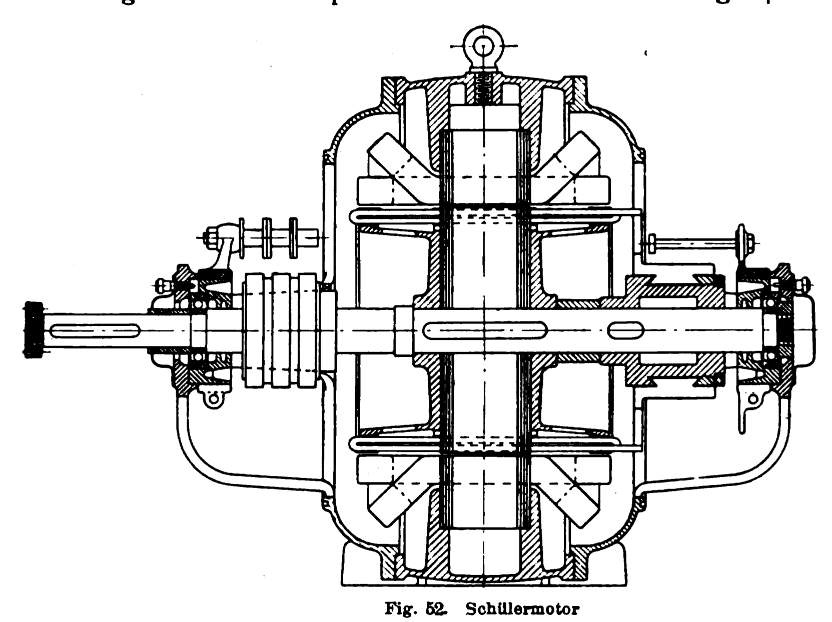


Fig. 52. Schüllermotor

nehm bemerkbar macht, fehlt vollständig. Da das Drehmoment stets über dem normalen liegt, so kann man den

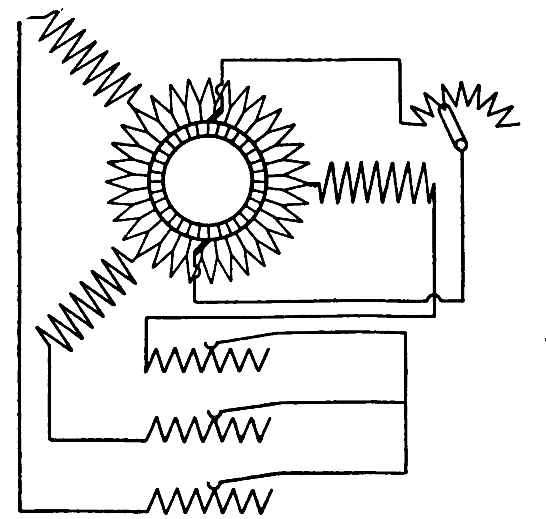


Fig. 53. Rotor des Fynnmotors.

Widerstand gleichzeitig zum Tourenregulieren benutzen, wobei dann der Kollektor wieder einen Teil der Arbeitsleistung übernehmen muss.

In der Fig. 52 ist ein solcher 5 PS Motor im Schnitt gezeichnet; die Anordnung ist im deutschen Patent 140925 geschützt. Der Motor wird von der *Felten* und *Guilleaume-Lahmeyer A.-G.* in Frankfurt a. M. gebaut.

3. Der *Fynn*-Motor. Der Motor von *Fynn* beruht auf einem ähnlichen Prinzip, doch hat er eine doppelte Ankerwicklung; neben der gewöhnlichen Gleichstromwicklung mit Kollektor noch eine eigene Drehstromwicklung mit Schleifringen. Der Anlauf erfolgt bei Motoren unter 5 PS durch die direkt kurzgeschlossenen Kommutatorbürsten; bei grösseren Motoren wird ein entsprechender Widerstand zwischengeschaltet, der mit zunehmender Geschwindigkeit kurzgeschlossen wird. Die schematische Leitungsskizze des Motors ist in Fig. 53 aufgezeichnet; sie ist im amerikanischen Patent 777198 enthalten. Die

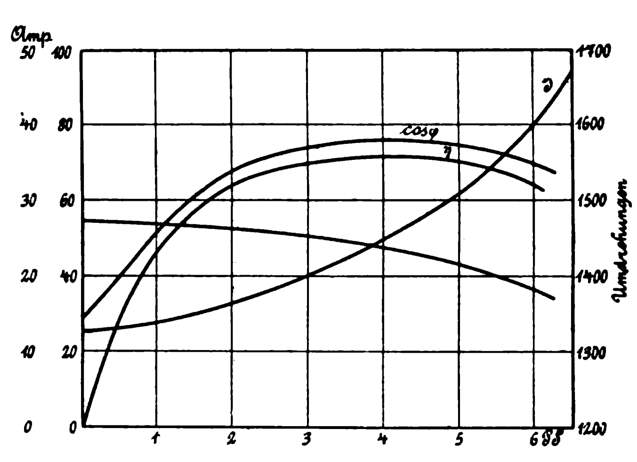


Fig. 54. Kurven des 5 PS-Fynnmotors. 50 Perioden, 220 Volt.

Schleifringbürsten sind ebenfalls mit regulierbaren Widerständen verbunden. Der Stator ist wie ein Drehstrom-Induktionsmotor gebaut, doch sind von den drei Wicklungen nur immer zwei eingeschaltet, durch Vertauschung zweier Wicklungen wird die Drehrichtung des Motors geändert. Der Wirkungsgrad beträgt bei Motoren von 1 bis 10 PS zwischen 70 und 75 v. H., der Leistungsfaktor zwischen 0,74 und 0,82. Auch bei diesem Motor beträgt der Anlaufstrom für doppeltes Drehmoment nur etwa das 1,6 fache des Normalstromes. Die Fig. 54 zeigt die Betriebskurven eines Motors von etwa 5 PS und 220 Volt bei 50 Perioden. Der Motor findet hauptsächlich für Krane und Aufzüge Verwendung und wird von der *Alioth E.-A.-G.* gebaut.

4. Der *Déri*-Motor. Er unterscheidet sich von dem *Wagner*-Motor dadurch, dass die bei ihm ebenfalls nötige

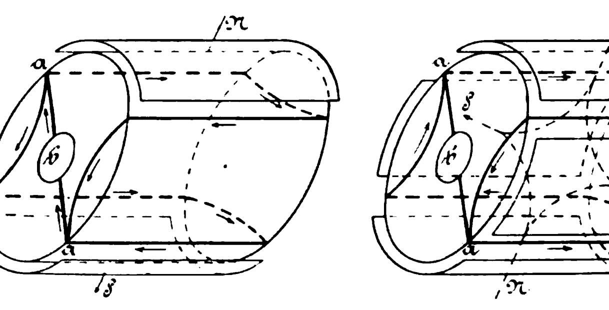


Fig. 55. Zweipoliges Feld.

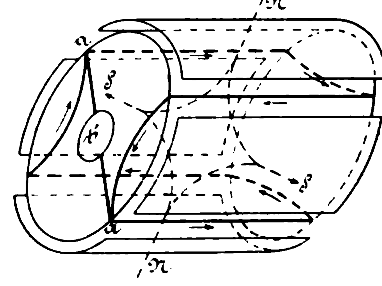


Fig. 56. Vierpoliges Feld.

Umschaltung nicht den Rotor, sondern den Stator betrifft, indem dabei die Polzahl vergrössert wird. Der Rotor hat dabei eine eigenartige Wicklung, die am besten aus den Fig. 55 und 56 zu verstehen ist. Die Windungen des-

selben verhalten sich nämlich in verschiedenen Feldern verschieden, bei der einen Polzahl ist es eine gewöhnliche Gleichstromwicklung mit Verbindungen zum Kommutator, bei der anderen Polzahl sind die Windungen in sich kurzgeschlossen. Der im zweipoligen Feld der Fig. 55 in den induzierten Strom eingeschaltete Widerstand *b* schliesst den Kommutator und die Bürsten in sich. Im vierpoligen Feld der Fig. 56 berührt der induzierte Strom den Kommutator nicht. Der Rotor verhält sich bei entsprechender Bürstenstellung im zweipoligen Feld wie ein Repulsionsmotor, im vierpoligen Feld läuft er als Induktionsmotor. In Fig. 57 sind die Stirnverbindungen eines solchen Läufers für 36 Ankerdrähte und 9 Kollektorlammellen aufgezeichnet. Die langen Verbindungen mit der Ableitung zum Kommutator sind nur beim Anlauf vom Strom durchflossen. Nach der Umschaltung kommen nur die kurzen Verbindungen in Betracht. Derartige Motore werden von der österreichischen *Union El.-Ges.* gebaut. Fig. 58 zeigt einen 10 PS Motor mit 750 Umdrehungen und 8 Polen im Schnitt.

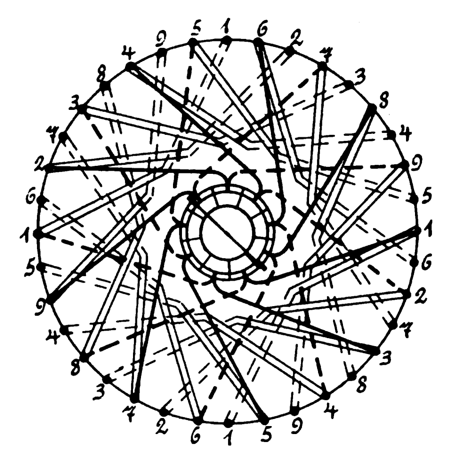


Fig. 57. Stirnverbindungen eines Rotors nach Déri.

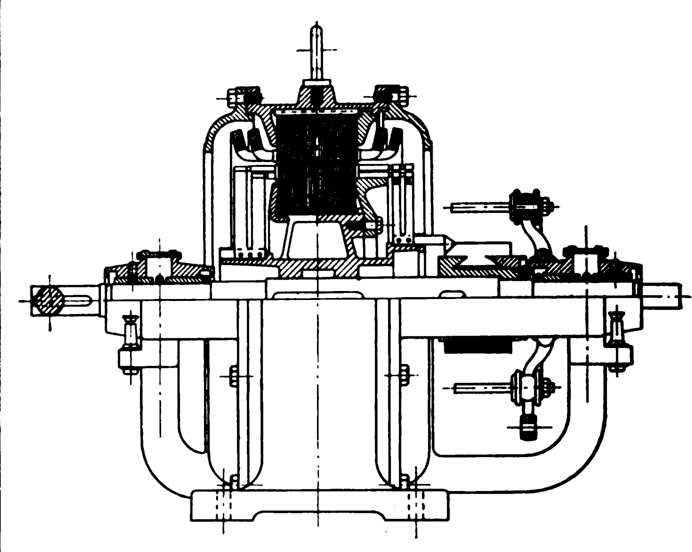


Fig. 58. Dérimotor.

(Schluss folgt.)

Bücherschau.

Précis d'Hydraulique. Von *R. Busquet.* Paris, 1905. I. B. Baillière et fils.

In dem vorliegenden Werkchen ist die Aufgabe, die wichtigsten Gesetze der Hydraulik mit den Hilfsmitteln der elementaren Mathematik in kurzer, populärer und doch streng wissenschaftlicher Weise auseinander zu setzen, mit viel Geschick gelöst worden. Der Verfasser besitzt augenscheinlich didaktische Fähigkeiten und bringt neben einer sehr klaren Abteilung der hauptsächlichsten Gesetze auch eine Reihe von nützlichen Aufgaben über die Bewegung des Wassers in Röhren und Kanälen, die Berechnung eines Verteilungsnetzes, die Zuteilung des Wassers an verschiedene aus demselben Kanal gespeiste Kraftwerke usw. Die Wasserkraftmaschinen sind kürzer und mehr von der theoretischen als konstruktiven Seite behandelt. Gegenüber den 132 Seiten über reine Hydraulik, beanspruchen z. B. die Francisturbinen (turbines mixtes) nur 24 Seiten. Die betreffende Abhandlung bringt Abbildungen und kurze Beschreibungen von einigen der amerikanischen Marktware entlehnten Typen. Zum Schluss werden in Kürze einige der wesentlichsten beim Bau von Wasserkraftanlagen auftretende Aufgaben vorgeführt. Auch hier ist der theoretisch mathematische Teil dem konstruktiven überlegen.

Wenn Verfasser im Vorwort als sein Ziel angibt, die Hydraulik den Technikern, Ingenieuren, Architekten und Unternehmern, die in die Lage kommen, hydrauliche Anlagen studieren und ausführen zu müssen, in fasslicher Form nahezubringen, so dürfte dieses Ziel in dem kurzen und handlichen Werkchen in anerkennenswerter Weise gelöst erscheinen. Man darf noch beifügen, dass auch der Studierende darin, soweit es sich nicht um konstruktive Fragen handelt, auf leichte Weise Belehrung und Anregung finden wird.

München, Oktober 1905. *R. Camerer.*

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Sammlung Göschen. Die Gleichstrommaschine. Von *C. Kinzbrunner,* Ingenieur und Dozent für Elektrotechnik an der Munizipal School of Technology in Manchester. Mit 78 Abb. Leipzig, 1905. G. J. Göschen. Preis geb. 80 Pfg.

Werden und Vergehen. Eine Entwicklungsgeschichte des Naturganzen in gemeinverständlicher Fassung von *Carus Sterne.* Sechste neubearbeitete Auflage, herausgegeben von *Wilhelm Bölsche.* Mit zahlreichen Abb., vielen Tafeln. Berlin, 1905. Gebr. Bornträger. Preis in zwei Leinenbänden M. 25,—.

Die Totengräber. Unsere Bedürfnisse unter den Gesetzgebern von *Carl Pieper.* Berlin. Hermann Walther G. m. b. H. Preis geh. M. 1,20.

Festschrift: *Adolph Wüllner,* gewidmet zum siebzigsten Geburtstag, 13. Juni 1905, von der Kgl. Technischen Hochschule zu Aachen, ihren früheren und jetzigen Mitgliedern. Mit dem Bildnis *A. Wüllners* in Heliogravüre, 8 Tafeln und 91 Abb. Leipzig, 1905. B. G. Teubner. Preis geh. M. 8,—.

Neuere Wärmekraftmaschinen. Versuche und Erfahrungen mit Gasmaschinen, Dampfmaschinen, Dampfturbinen usw. Von *E. Josse,* Professor und Vorsteher des Maschinenlaboratoriums der Kgl. Technischen Hochschule zu Berlin. Mit 87 Abb. und einer Tafel. Zugleich Heft 4 der Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Kgl. Technischen Hochschule zu Berlin. München und Berlin, 1905. R. Oldenbourg. Preis geh. M. 7,—.

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.
86. Jahrg., Bd. 320, Heft 51. Berlin, 23. Dezember 1905.
Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.



Die Kraftmaschinen und Dampfkessel auf der Weltausstellung in Lüttich 1905.

Von **Fr. Freytag**, Chemnitz.

(Fortsetzung von S. 788 d. Bd.)

18. *Société anonyme Maison Beer in Jemeppe bei Lüttich.*

Die *liegende Einzylinder-Dampfmaschine* mit Kondensation von 375 mm Zylinderdurchmesser und 750 mm Hub (Fig. 80—81) erinnert betreffs der Dampfverteilungsorgane an die von der Firma in Brüssel 1897 ausgestellte Dampfmaschine; sie läuft mit 110 minutlichen Umdrehungen und ist für eine Spannung des Einströmdampfes von 10 Atm. gebaut.

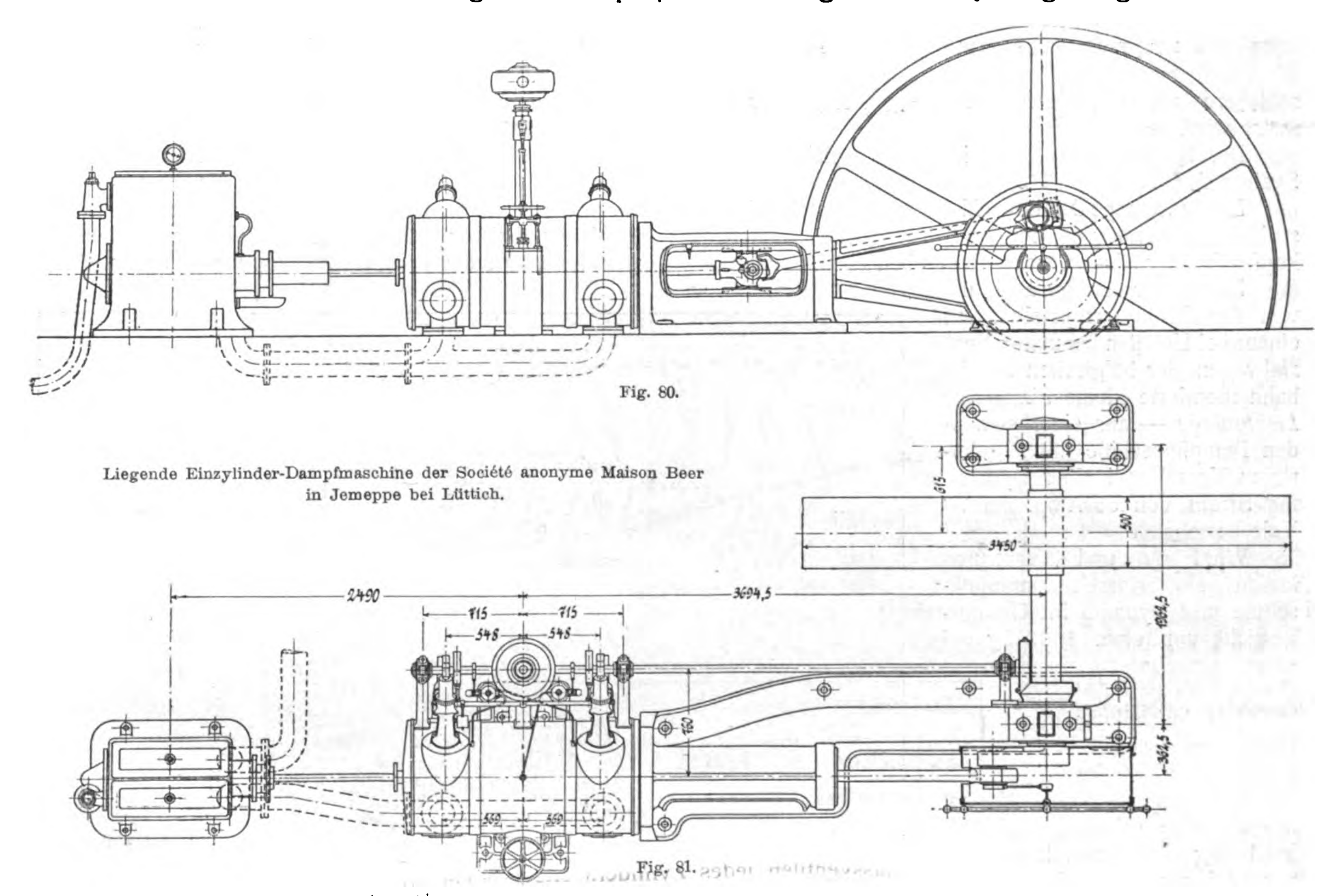


Fig. 80.

Fig. 81.

Liegende Einzylinder-Dampfmaschine der Société anonyme Maison Beer in Jemeppe bei Lüttich.

Zur Steuerung dienen vier entlastete Kolbenschieber, die zu je zwei in den Zylinderdeckeln untergebracht sind und deren Stangen — zur Verminderung von Abnutzungen — mit ihren rückwärtigen Verlängerungen in besonderen Führungen gleiten. Die Schieber werden von Exzentern einer längs des Zylinders gelagerten Steuerwelle bewegt. Behufs möglichst gedrängter Anordnung der äusseren Steuerungsorgane sind die Einströmschieber, wie Fig. 81 erkennen lässt, in schräger Richtung in die Zylinderdeckel eingebaut; sie werden durch Klinken betätigt, deren Wirkungsdauer vom jeweiligen Regulatorstande abhängig ist. Das Abschneiden der Dampfzufuhr nach erfolgtem Auslösen der Klinken erfolgt durch Luftpuffer.

Der Plunger der einfachwirkenden Luftpumpe wird von der verlängerten Kolbenstange der Dampfmaschine aus bewegt. Die Maschine dient mittels Riemens zum Betreiben einer Gleichstromdynamo von 70 KW bei 440 Volt.

Die ausgestellte *stehende Verbundmaschine* mit Kondensation dient zum unmittelbaren Antrieb einer Gleich-



stromdynamo von 160 KW bei 440 Volt; sie hat ummäntelte Zylinder von 450 bezw. 775 mm Durchmesser, 500 mm Kolbenhub und läuft normal mit 150 minutlichen Umdrehungen. Die Spannung des Einströmdampfes beträgt 8 Atm.

Die Dampfverteilung des Hochdruckzylinders wird durch eine *Rider*-Steuerung mit ineinander liegenden Kolbenschiebern geregelt, deren innerer vom Regulator beeinflusst wird.

Fig. 82. Fig. 83.
a. Wasserbehälter. b. Ausströmung. c. Dampfeinströmung.
Fig. 82 und 83. Transportable elektrische Lichtanlage der Firma Maison Beer in Jemeppe bei Lüttich.

Der Niederdruckzylinder hat Flachschiebersteuerung, System *Meyer*.

Die Luftpumpe des unter Maschinenflur stehenden Einspritzkondensators wird mittels Schwinghebels vom Kreuzkopfzapfen der Niederdruckseite aus betrieben.

Bemerkenswert ist auch die von der Firma ausgestellte, auf einem bei Unfällen benutzten Spezialwagen der belgischen Staatsbahn montierte kleine *elektrische Lichtanlage* — aus einer stehenden Dampfmaschine mit zugehörigem Kessel und einer Dynamo für Strom von 55 Amp. bei 70 Volt bestehend.

Wie Fig. 82 und 83 erkennen lassen, sind Kessel, Dampfmaschine und Dynamo im Gesamtgewicht von etwa 2000 kg auf einer gemeisamen gusseisernen Grundplatte befestigt.

Die Aufstellung der mittels Riemen betriebenen Dynamo auf einem am Kopf des Maschinenständers angegossenen Konsol ist als eine glückliche Lösung in bezug auf Ausnutzung des nur geringen zur Verfügung stehenden Raumes von 2 × 0,9 m Grundfläche und 1,6 m Höhe zu betrachten.

19. *Société anonyme des ateliers de construction de la Meuse in Sclessin bei Lüttich.*

Die ausgestellte *Tandem-Verbundmaschine* mit Kondensation stimmt in der Anordnung der hauptsächlichsten Einzelteile mit den vorbesprochenen Tandemmaschinen der Firmen *Carels frères, van den Kerchove* u. a. mit vorn liegenden Niederdruckzylindern überein. Die durch eine in der senkrechten Ebene geteilte Laterne miteinander verbundenen Zylinder haben 550 bezw. 900 mm Durchmesser für 1100 Hub.

Die Verteilungsventile sind in den Zylinderdeckeln untergebracht; jene für die Einströmung des Arbeitsdampfes werden von freifallenden Ausklinksteuerungen betätigt, die bei *beiden* Zylindern unter dem Einflusse des Regulators stehen. Die Bewegung der Ausströmventile erfolgt durch Wälzhebel.

Die Maschine läuft mit 110 Umdrehungen in der Minute und dient zum Betreiben einer auf der Schwungradwelle sitzenden Dynamo von 450 KW; sie soll nach angestellten Versuchen etwa 4,5 kg Dampf von 350 °C für 1 PSi/Std. erfordern.

Die ausgestellte *Zwillings-Fördermaschine* (Fig. 84) stimmt in der Anordnung der äusseren Steuerung mit der von der *Société J. J. Gilain* in Tirlemont zur Ausstellung gebrachten Fördermaschine überein (siehe Seite 625 dieses Bandes). Die Steuerung der vier entlasteten Doppelsitzventile jedes Zylinders erfolgt mittels Hebel und Stangen von Schwingscheiben aus, die ihre Bewegung unter Zwischenschaltung je einer *Gooch*schen Kulisse von Exzentern der Kurbelwelle ableiten.

Die Ausklinksteuerung, System *Timmermans*, der Einlassventile jedes Zylinders wird vom Regulator beeinflusst; dieser stellt für jedes Einlassventil eine in dem Ventilrahmen drehbar gelagerte Klinke entsprechend ein. Zu dem Zwecke steht jede Klinke durch eine angeschlossene Stange mit einer noch mit Oelbremse versehenen, zwischen den Einlassventilen jedes Zylinders sitzenden Doppelplatte in Verbindung, die mittels Winkelhebels vom Regulator derart verstellt wird, dass die Klinken mehr oder weniger um ihren Aufhängepunkt gedreht und damit durch früheres oder späteres Abschnappen der von der Schwingscheibe bewegten, mit den Klinken zusammentreffenden Einlasshebel veränderliche Füllungen erreicht werden.

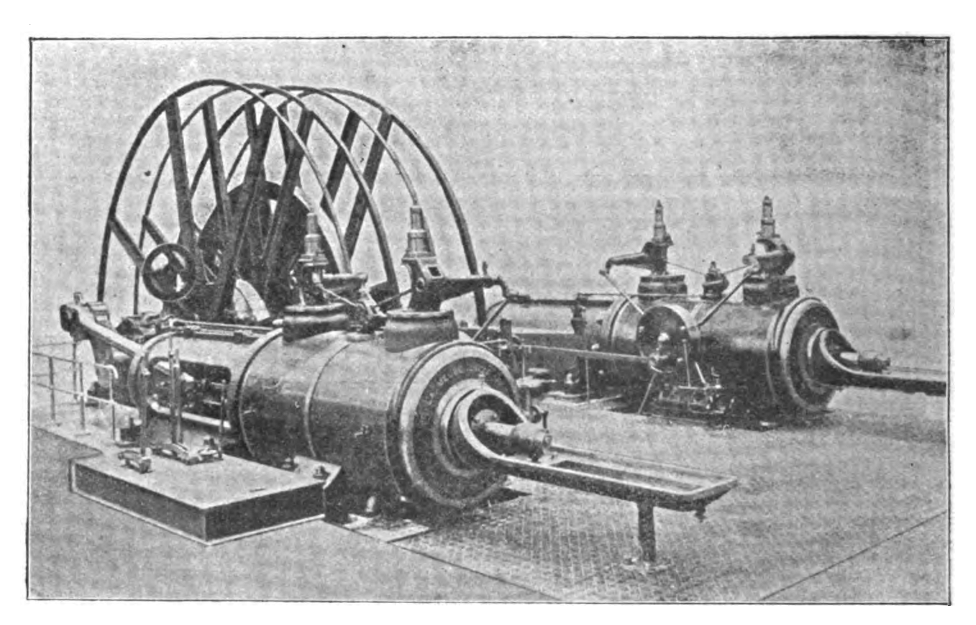


Fig. 84. Fördermaschine der Firma de la Meuse in Sclessin bei Lüttich.

Die Zylinder und deren Deckel sind von Mänteln umgeben, die mit Dampf von höherer Spannung als diejenige des Arbeitsdampfes beträgt, geheizt werden.

Die Maschine hat Bobinen von je 8 m Durchmesser und eine inmitten derselben sitzende Gegengewichtsbremse; sie ist auch im übrigen mit allen erforderlichen Sicherheitsvorrichtungen ausgerüstet und fördert mit 1,6 m Kolbenhub eine Nutzlast von 4000 kg mit einer mittleren Geschwindigkeit von 15 bis 20 $^{m}/_{Sek.}$ aus 1200 m Teufe. Bei Anwendung von Kondensation soll die Maschine an Dampf höchstens 14 kg für 1 $^{PS}/_{Std.}$, gemessen in gehobener Kohle gebrauchen — eine Ziffer, die nach Angabe der Erbauerin bei irgend welchen elektrischen Fördermaschinen zur Zeit noch nicht unterschritten ist.

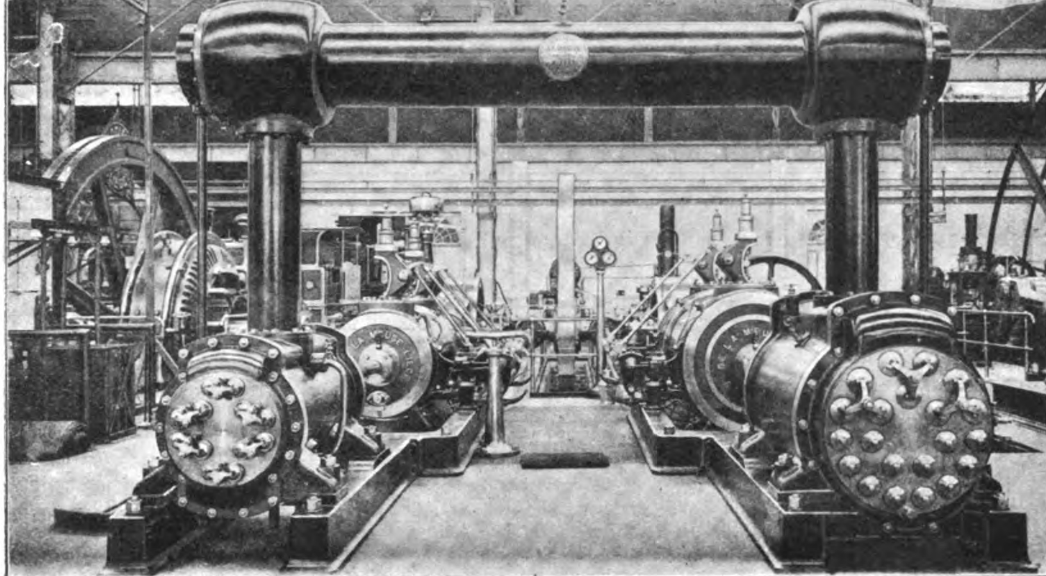


Fig. 85. Verbund-Kompressor der Firma de la Meuse in Sclessin bei Lüttich.

Besonderes Interesse bietet auch der von der *Société de la Meuse* ausgestellte, von den durchgehenden Kolbenstangen der Dampfzylinder angetriebene *Verbund-Kompressor* (Fig. 85). Die Hauptabmessungen desselben sind folgende:

Durchmesser der beiden Windzylinder	2,150 m
Kolbenhub	1,500 „
Dampfspannung auf die Hochdruckkolben	4—9 Atm.
Minutliche Umlaufzahl . . .	20—42
Leistung bei jeder Umdrehung	21,5 cbm
Windpressung in cm Quecksilbersäule	bis 76

Die Dampfverteilung der gleichwie die zugehörigen Deckel von Heizmänteln umgebenen Zylinder erfolgt durch Doppelsitzventile, die mittels einer einfachen, der Firma geschützten Steuerung bewegt werden. Kondensator und Luftpumpe sind unter Maschinenflur aufgestellt.

Die Kolben der Windzylinder haben Blechwandungen; ihre Stangen sind hohl hergestellt.

Saug- und Druckklappen bestehen aus leicht zugänglichen kleinen Metallscheiben von geringer Dicke, die in den Deckeln der Windzylinder derart untergebracht sind, dass die schädlichen Räume äusserst gering ausfallen.

Bei den von der Firma ausgestellten *Petroleummotoren* erfolgt die Zündung des aus Luft und Petroleumdampf bestehenden Gemisches im normalen Betriebe — gleichwie bei den von der *Gasmotorenfabrik Deutz* gebauten neueren Petroleummotoren — jeweils durch die von den vorhergehenden Verpuffungen herrührende Verbrennungswärme, vermehrt um die bei der Verdichtung des Gemisches frei werdende Wärme. Die Motoren arbeiten ohne Verteilungsschieber und ohne Glührohr, elektrische Zündvorrichtung oder dergleichen. Eine Lampe ist nur beim Ingangsetzen des Motors notwendig; sobald die Zylinderverwandungen usw. durch die Verpuffungen genügend heiss geworden sind, kann dieselbe entfernt werden.

Der Petroleumverbrauch eines 5 PS-Motors soll etwa 400 gr für 1 PS_n/Std. betragen.

20. *Moonens & Gaucet in Brüssel.*

Die Firma hat als Vertreterin der *Dudbridge Iron Works Limited* (vorm. *Humpidge, Holborow & Co.*) in Stroud (England) mehrere kleinere *Gas-* und *Petroleummotoren* ausgestellt, die insbesondere wegen der kräftigen Durchbildung ihrer Einzelteile beachtenswert sind.

An dem ohne Grundplatte unmittelbar auf dem Fundament aufliegenden Maschinenrahmen des Fig. 86 ersichtlichen *Gasmotors* von 16,5 PS^n ist das von einem Kühlmantel umgebene Gehäuse des Arbeitszylinders mit eingesetzter Laufbüchse befestigt; es bildet mit seinem hinteren Teile die Verbrennungskammer, an der Gas-, Luft- und Auspuffventil angebracht sind. Sämtliche Ventile werden durch Rollenhebel, die mit Nockenscheiben der Steuerwelle zusammentreffen, zwangläufig bewegt und zwar sitzt jedes

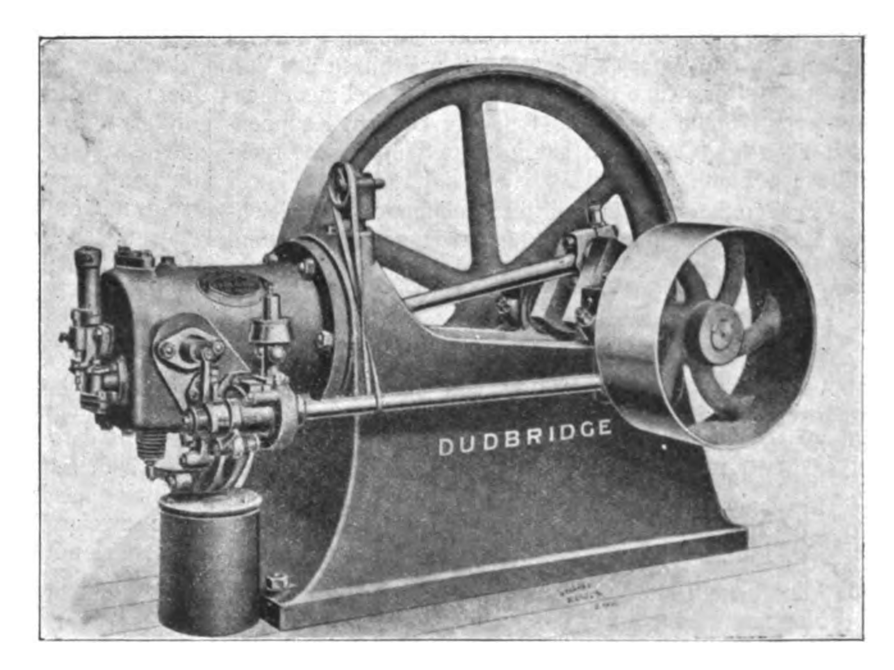


Fig. 86. Gasmotor von 16,5 PS_n der Dudbridge Iron Works in Stroud (England).

Ventil in einem besonderen Gehäuse, das nach erfolgtem Lösen zweier Schraubenmuttern vom Zylinder, an dem es befestigt ist, abgenommen werden kann, so dass die Ventile leicht zugänglich werden.

Zur Entzündung der verdichteten Ladung dient ein mittels einfachen Ringbrenners erhitztes, aus einer geeigneten Legierung gefertigtes, schnell auswechselbares Glührohr, das mit dem Verbrennungsraume des Zylinders in offener Verbindung steht. Grössere Motoren erhalten ein besonderes Zündventil. Die Geschwindigkeit des Motors wird durch Aussetzer geregelt. Der von der Steuerwelle aus mittels Zahnräder betriebene Kugelregulator wirkt zu dem Zwecke in entsprechender Weise auf das Gasventil.

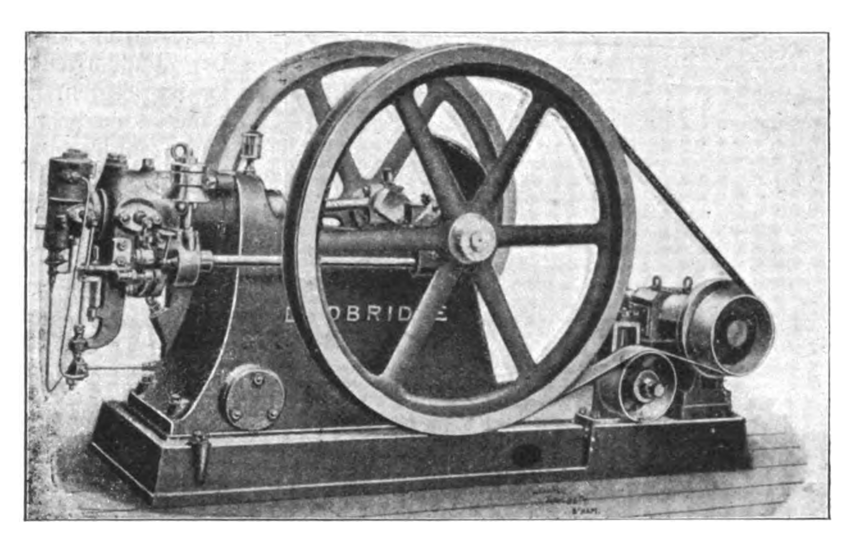


Fig. 87. Petroleummotor der Dudbridge Iron Works in Stroud (England).

Die zur Gemischbildung dienende Luft wird einem unter dem Arbeitszylinder stehenden Topf entnommen.

Einen mit der zugehörigen Dynamo auf gleicher Grundplatte befestigten *Petroleummotor* zeigt Fig. 87. Letzterer unterscheidet sich von dem vorbesprochenen Gasmotor im wesentlichen nur durch Hinzufügung zweier der Eigenart des Betriebsmittels entsprechender Vorrichtungen — eines Verdampfers und einer Oelpumpe. Zum Erhitzen des Verdampfers und des Zündrohres dient eine mit Oel aus einem besonderen Behälter gespeiste Lampe. Die aus Kanonenmetall gefertigte Oelpumpe hat je zwei Saug- und Druckventile aus Stahl.

Der Regulator wirkt auf die Oelpumpe und gleichzeitig auch auf das Einlassventil für das vergaste Petroleum.

21. *Ateliers de construction J. Preud'homme-Prion in Huy (Belgien).*

Die Firma hatte in der Maschinenhalle eine Tandem-Verbundmaschine mit Kondension von 600 PS zum unmittelbaren Betreiben einer Gleichstromdynamo der *Jaspar Elektrizitätswerke* in Lüttich ausgestellt.

Die Hauptabmessungen sind folgende:

Durchmesser des Hochdruckzylinders .	525 mm
„ „ Niederdruckzylinders	910 „
Kolbenhub	1000 „
Minutliche Umdrehungszahl	110
Normale Füllung	18 v. H.
Durchmesser des Schwungrades . .	4,5 m
Gewicht „ „ . .	10 t
Durchmesser der einfachwirkenden Luftpumpe	775 mm
Hub des zugehörigen Plungerkolbens .	245 „

Bei dem gleichwie das Aussenlager mit dem Fundament durch kräftige Schraubenbolzen verbundenen Maschinenrahmen sind die untere Kreuzkopfführung und auch die Kurbellager mit Wasserkühlung ausgeführt. Die aus Stahl hergestellten, nachstellbaren Schalen der letzteren haben Weissmetallfutter und Ringschmierung. Der aus Schmiedestahl gefertigte Kreuzkopf trägt gusseiserne Gleitschuhe. Der Niederdruckzylinder ist einerseits mit dem Maschinenrahmen, anderseits durch ein behufs Zugänglichkeit des zugehörigen Kolbens in der Vertikalebene *geteiltes* Zwischenstück mit dem hinteren Hochdruckzylinder verbunden. Beide Zylinder sind, um durch Temperaturänderungen hervorgerufene Längsdehnungen zu ermöglichen, auf gusseisernen, mit dem Fundament verbundenen Grundplatten frei beweglich; sie sind von je einem Dampfmantel umgeben, der beim Hochdruckzylinder mit Frischdampf — bevor dieser im Zylinder Arbeit verrichtet — gespeist wird, während der Mantel des Niederdruckzylinders gleichzeitig als Receiver dient. Als Zylindermaterial diente englisches Roheisen mit 2000 kg/qcm Zug- und 8000 kg/qcm Bruchfestigkeit. Die Kolben sind aus einem weichen Gusseisen hergestellt und von je drei Liderungsringen umgeben. Die mit den zugehörigen Sitzen gleichzeitig und aus demselben Material gegossenen Doppelsitzventile werden von einer in gewöhnlicher Weise mittels Kegelräder von der Kurbelwelle aus betriebenen Steuerwelle bewegt.

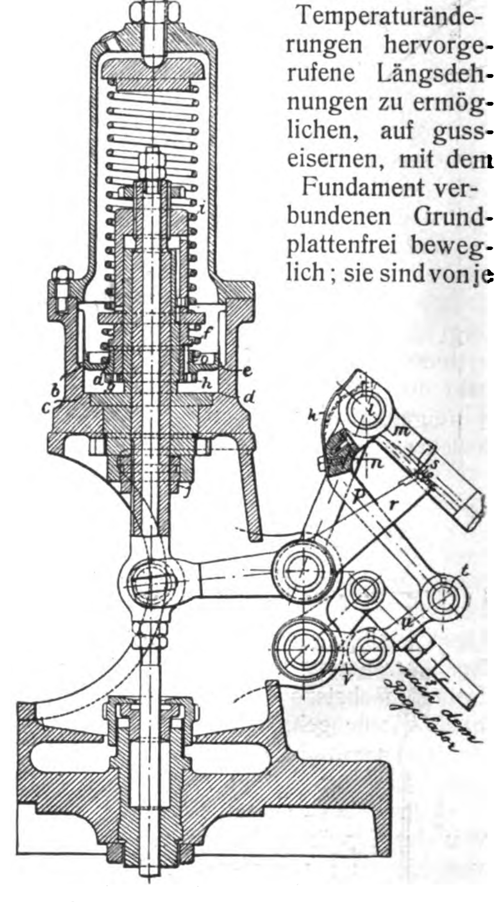


Fig. 88. Steuerung zur Tandem-Verbundmaschine von Preud'homme-Prion.

Die zu dem Zwecke für die Einlassventile des Hochdruckzylinders vorgesehene auslösende Steuerung ist in Fig. 88 dargestellt.

Die Exzenterstange ist mit dem Zapfen *l* eines Schwinghebels verbunden und auf demselben Zapfen noch eine zweiarmige Klinke drehbar befestigt, deren einer Schenkel mittels Feder *k* auf das obere Ende *n* des Verbindungsgliedes *p* drückt, so dass er mit diesem letzteren, d. h. nach der einen Richtung hin, in starrer Verbindung steht, nach der anderen Richtung hin aber ausweichen kann. Der andere Schenkel *m* der Klinke überträgt die Exzenterbewegung auf den Ventilhebel *r*. Die ununterbrochene Bewegung von *l* und demzufolge von *p* nach abwärts bringt die ein Kniegelenk bildenden Teile *u* und *v* der Steuerung in eine vom Regulatorstande abhängige entsprechende Bewegung und verursacht eine leichte Drehung der Klinke um den Bolzen *l*, so dass der Schenkel *m* derselben im geeigneten Augenblicke vom Ende des

Ventilhebels *r* abschnappt und das Ventil plötzlich geschlossen wird. Das Wiederzusammentreffen von *m* und *r* erfolgt bei der Aufwärtsbewegung von *l* durch Wirkung der Feder *k*; der Schenkel *m* der Klinke gleitet dann so lange über das mit einer Stahlplatte ausgerüstete Ende des Hebels *r* hinweg, bis die Auslösung von neuem eintritt; hierbei entfällt jeglicher Rückdruck auf den Regulator.

Die Auslassventile werden durch Daumen bewegt, welche die Ventilhebel unmittelbar in der gewöhnlichen Weise betätigen.

Die Dampfverteilung des Niederdruckzylinders erfolgt in ähnlicher Weise wie beim Hochdruckzylinder, nur dass die Füllungen hier von Hand eingestellt werden.

Zur Milderung der bei der Schlussbewegung der Ventile auftretenden Stösse dienen Oelpuffer der in Fig. 88 ersichtlichen Bauart. Dieselben unterscheiden sich von den bekannten *Collmann*schen Flüssigkeitspuffern dadurch, dass die Grösse der Durchgangsöffnungen für die Flüssigkeit stets dieselbe bleibt, das in Betracht kommende Volumen der letzteren aber veränderlich gemacht wird und zu dem Zwecke auch beim Gange der Maschine geregelt werden kann.

Wenn das Ventil sich von seinem Sitze erhebt, so folgt ihm der in der Ventilhaube eingeschlossene Kolben *a*, indem er hierbei den Zylinder *b c d e* verlässt. Sobald die Aufwärtsbewegung beginnt, sind die Oeffnungen *o* freigelegt und dem Ventil setzt sich nirgends irgendwelcher grösserer Widerstand entgegen. Die Flüssigkeit (Oel) fliesst ungehindert vom oberen nach dem unteren Teil des Zylinders. Sobald die Auslösung der äusseren Steuerung erfolgt ist, beginnt das Ventil unter Wirkung der vordem zusammengepressten Feder *i* seine Abwärtsbewegung. Dem Kolben setzt sich hierbei, da das Oel seitlich ausfliessen kann, während des ersten Teiles seines Hubes nur ein geringer Widerstand entgegen; wenn aber das Ventil seinen Sitz nahezu erreicht hat, schliesst der Kolben den Zylinder *b c d e* vollständig ab und es wird die Bewegung des Ventiles von diesem Augenblicke an durch das nur noch allmählich durch die Oeffnungen *o* fliessende, gewissermassen als Bremse wirkende Oel verzögert. Das Ventil gelangt infolgedessen unter Wirkung der Feder *f* langsam auf seinen Sitz zurück.

Durch Drehen der Mutter *j* lässt sich eine Ortsveränderung des Kolbens *a* bewirken und damit der Augenblick der Bremswirkung für jeden beliebigen Zeitpunkt einstellen.

Nach Schluss der Ausstellung soll die Maschine in der elektrischen Zentrale der Belgischen Staatsbahnen zu Malines Aufstellung finden.

Dampfkessel.

1. *Vve. Louis de Naeyer & Cie in Willebroeck bei Brüssel.*

Wie schon im Eingange dieses Berichtes hervorgehoben, hat die Firma zwei Grosswasserraumkessel mit *Galloway*-Rohren und drei Wasserrohrkessel mit Speisewasservorwärmer (Ekonomiser) und Dampfüberhitzer — sämtliche fünf Kessel im Betrieb — ausserdem noch einen vierten Wasserrohrkessel in offen gelegtem Zustande zur

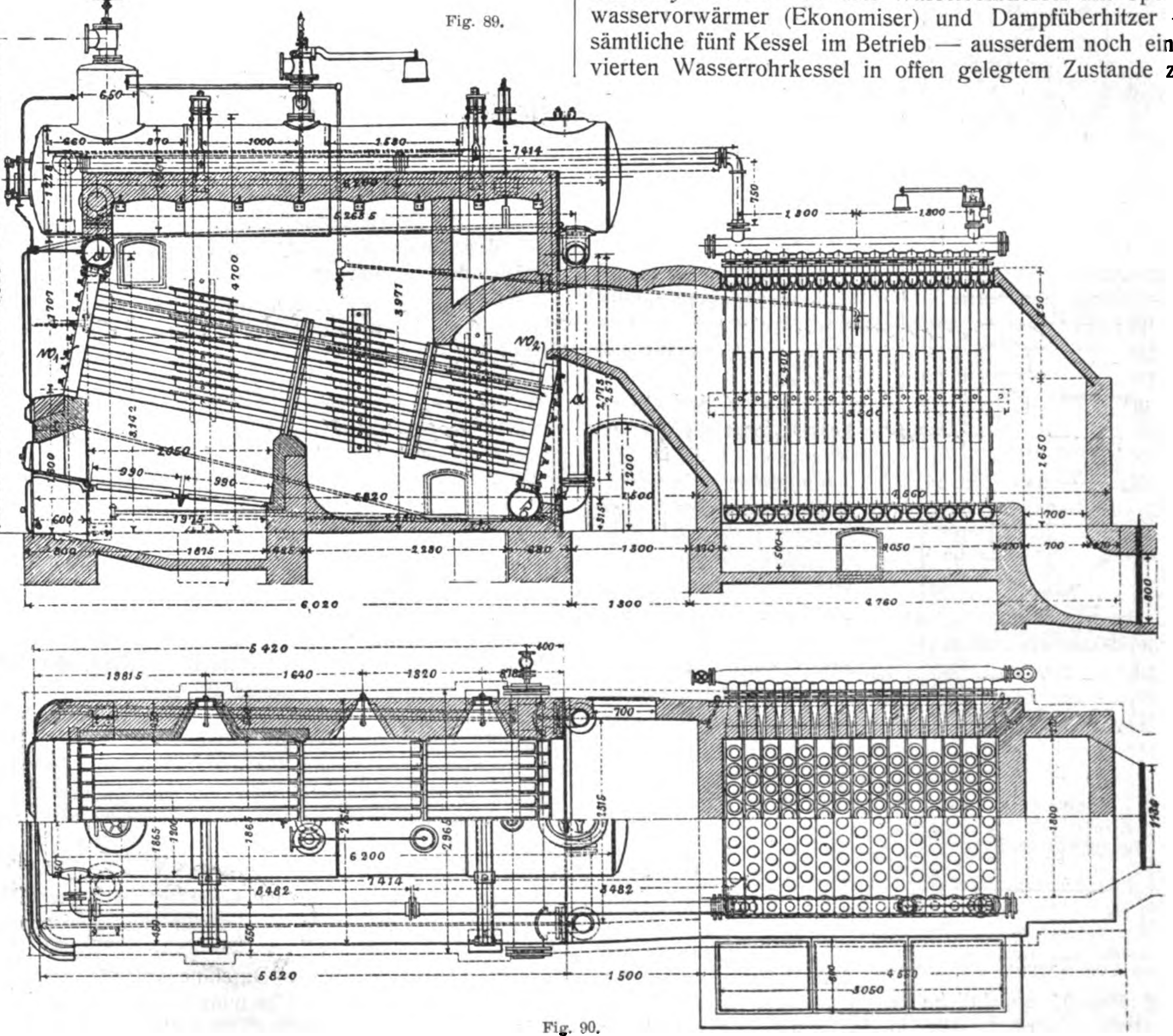


Fig. 89 und 90. Wasserrohrkessel der Firma de Naeyer & Cie. in Willebroeck bei Brüssel.

Ausstellung gebracht; dieser letztere Kessel wird ohne Speisewasservorwärmer vorgeführt.

Die Bauart eines der ausgestellten *de Naeyer*schen *Wasserrohrkessels* zeigen Fig. 89—92; seine Hauptabmessungen sind die folgenden:

Heizfläche	260 qm
Rostfläche	3,73 „
Dampfspannung	10 Atm.
Wasserinhalt	11,428 cbm
Dampfinhalt	3,538 „
Länge der Wasserrohre	5 m
Innerer Durchmesser der Wasserrohre	92 mm
Aeusserer „ „ „	100 mm
Länge des zylindrischen Oberkessels	6,2 m
Durchm. „ „ „	1,2 m
Durchmesser des Dampfdomes	650 mm
Höhe „ „	700 „
Stärke der Kesselbleche	14 „
„ des Dombleches	12 „

Der Kessel besteht aus je 12 einzelnen, von einander unabhängigen Wasserkammern aus Stahlblech mit je acht zwischenliegenden Rohren. Die vorderen Wasserkammern w_1 stehen durch einen zylindrischen Sammler *d* und von diesem ausgehende Rohre *b* (Fig. 91), die hinteren Wasserkammern w_2 durch zwei bewegliche Umleitungsrohre *a* von je 190 mm inneren Durchmesser und einem zwischengeschalteten Schlammsammler *s* mit dem Dampf- bezw. Wasserraum des Oberkessels in Verbindung. Dadurch ist den Wasserrohren, die durch Umlaufplatten in drei Abteilungen geteilt sind, freie Ausdehnung in der Längsrichtung ermöglicht.

Fig. 91.

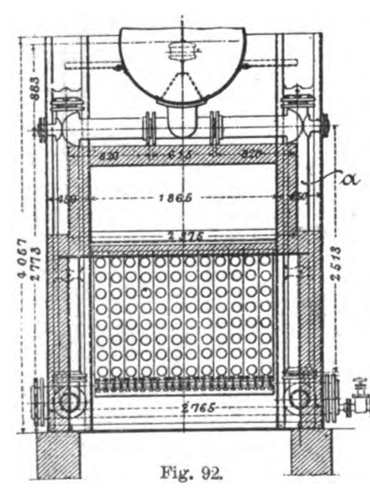


Fig. 92.

Fig. 91 und 92. Wasserrohrkessel der Firma de Naeyer & Cie. in Willebroeck bei Brüssel.

Das in den Oberkessel gespeiste Wasser gelangt durch die Umleitungsrohre *a* in den Schlammsammler *s* am unteren Ende der hinteren Wasserkammer w_2, von hier in die letztere selbst, sodann, behufs Verdampfung, in das Rohrsystem. Der mit Wasser gemengte Dampf strömt durch die vordere Wasserkammer w_1, den darüber liegenden Sammler *d* und die beiden anschliessenden Rohre *b* in den Oberkessel, wo eine Abscheidung des Wassers vom Dampf stattfindet.

Bei Anordnung eines Dampfüberhitzers — der in Fig. 89—92 ersichtliche Kessel ist ohne einen solchen dargestellt — wird derselbe in den ersten Zug eingebaut; er besteht zumeist aus einem Bündel geschweisster, ⊏-förmiger Stahlrohre von 40 mm Durchmesser, die von einer gemeinsamen Kammer ausmünden. Durch entsprechende Stellung einer Klappe lässt sich der Ueberhitzer in bekannter Weise ein- und ausschalten.

Der zwischen Kessel und Schornstein liegende Speisewasservorwärmer wird von den abziehenden Heizgasen erwärmt; er besteht aus 120 gusseisernen Rohren von je 2,4 m Länge, 120 mm äusserem Durchmesser und 10 mm Wandstärke, die in der auf den Abbildungen ersichtlichen Weise mit dem Oberkessel in Verbindung stehen. Das Wasser fliesst den Rohren des Vorwärmers von unten zu.

Zwei Verdampfungsversuche, die an einem *de Naeyer*schen Wasserrohrkessel mit Ueberhitzer und Speisewasservorwärmer der besprochenen Bauart von der *Belgischen Dampfkessel-Versicherungs-Gesellschaft* angestellt wurden, ergaben einen Wirkungsgrad der gesamten Anlage von 80,8 bezw. 76,4 v. H.; hiervon entfallen auf den Kessel selbst 73 bezw. 77 v. H., auf den Ueberhitzer 19 bezw. 14 v. H. und auf den Speisewasservorwärmer 9 bezw. 8 v. H. Die Verdampfungsziffer wurde zu 10,59 bezw. 9,945 ermittelt.

Die von *de Naeyer* ausgestellten beiden *Grosswasserraumkessel* haben jeder zwei gewellte und hieran anschliessend glatte Flammenrohre, deren Versteifung durch je 12 *Galloway*-Rohre erfolgt.

Als hauptsächlichste Abmessungen werden angegeben:

Wasserinhalt	24,364 cbm
Dampfinhalt	11,502 „
Länge des Kessels	11,600 m
Durchmesser des Kessels	2,400 „
„ „ Dampfdomes	800 mm
Höhe „ „ „	600 „
Heizfläche	120 qm
Rostfläche	3,96 „
Dampfspannung	10 Atm.
Stärke der Kesselwandungen	19 mm
„ des Dombleches	14 „
Wandstärke der *Galloway*-Rohre	12 „
Stärke der Flammrohrbleche	18 u. 12 mm

Die von der Firma *de Naeyer* zur Ausstellung gebrachten Grosswasserraum- und Wasserrohrkessel sollen ungefähr 35 t wiegen.

2. *Babcock & Wilcox in Büssel.*

Der ausgestellte *Wasserrohrkessel* (Landtype von besonderer Bauart) hat 375 qm Heiz- und 9,47 qm Rostfläche; er besteht, wie Fig. 93 und 94 erkennen lassen, aus 24 einzelnen Abteilungen mit je 8 Rohren von 101,6 mm Durchmesser und etwa 5,5 m Länge in Verbindung mit drei Oberkesseln von je 1066 mm Durchmesser und 7,310 m Länge, die wiederum durch zwei Querkessel von je 510 mm Durchmesser und 3,960 m Länge miteinander verbunden sind. Der Kessel ist mit einem aus doppelten Rohrschleifen gebildeten Ueberhitzer versehen, der insgesamt 128 nahtlos gezogene Stahlrohre von je 38 mm Durchmesser und 10,66 m Länge — entsprechend einer Heizfläche von etwa 163 qm aufweist; er ist im übrigen für Handbeschickung und für eine Kohle mittlerer Güte, wie sie in Belgien gewöhnlich zur Kesselfeuerung Verwendung findet, gebaut. Der Wasserinhalt des Kessels beträgt 19,0, der Dampfinhalt 1,04 cbm. Die Spannung des Kesseldampfes ist 10 Atm.

Der Kessel kann stündlich 8000 kg überhitzten Dampf von 350° C — bei einer Temperatur des Speisewassers von 110° C — erzeugen.

Ein Rohr von 76 mm Durchmesser ist vorgesehen, um, wenn erforderlich, die Mischung einer geringen Menge gesättigten Dampfes mit überhitztem Dampf bewirken zu können.

Zur Schonung des Ueberhitzers sowie zur möglichst vollkommenen Ausnutzung desselben sind seitens der *Babcock* & *Wilcox*-Gesellschaft besondere Einrichtungen getroffen worden.

Der im Kessel erzeugte Nassdampf tritt durch die hoch im Dampfraum des Querkessels *d* ausmündenden Verbindungsrohre *a* in den oberen Ueberhitzerkasten *m*, durchströmt die schleifenförmig gebogenen Rohre und wird aus dem unteren Ueberhitzerkasten *n* durch seitliche Rohre *s* nach dem Stutzen eines Sammelrohres geführt, an den die Ueberhitzungsdampfleitung unmittelbar anschliesst.

Die Leitung *g*, von der Firma als „Wassereinspritzleitung bezeichnet, soll das Ausglühen des Ueberhitzers verhindern; sie steht, um den letzteren während des Anheizens mit Wasser gefüllt zu halten, durch Leitung *h* mit dem Wasserraum der Oberkessel in Verbindung.

Der Ueberhitzer dient dann gewissermassen als Hilfsdampfkessel und unterstützt durch direkte Verdampfung den Hauptkessel, erleichtert also das Anheizen. Das Füllen des Ueberhitzers mit Wasser ist auch dann zu empfehlen, wenn er als solcher eine Zeit lang nicht benutzt werden soll. Ein Schauglas lässt erkennen, ob — nach vorherigem Oeffnen eines Ablasshahnes — alles Wasser aus dem Ueberhitzer herausgelaufen ist, wenn er seinem eigentlichen Zwecke — der Ueberhitzung des Kesseldampfes wieder dienen soll. (Schluss folgt.)

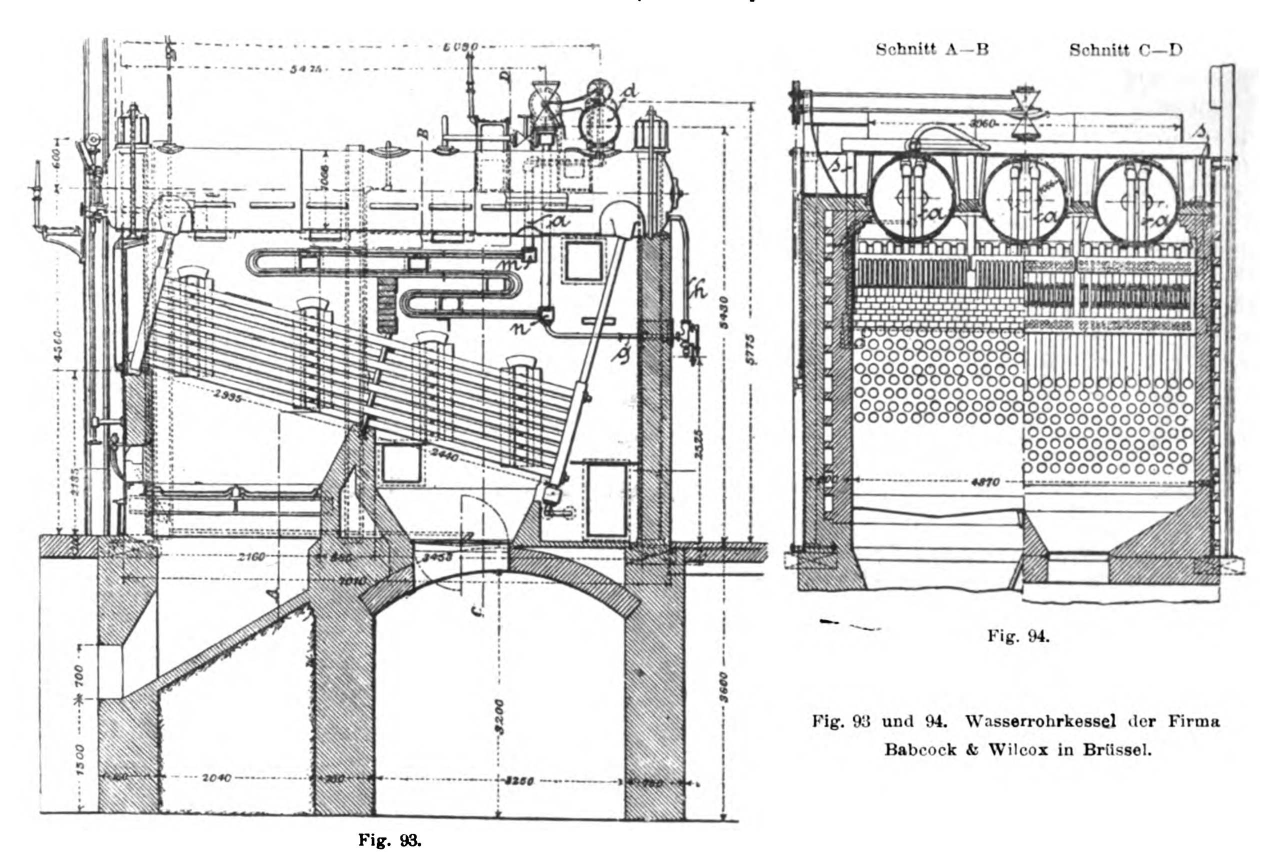


Fig. 93.

Fig. 94.

Fig. 93 und 94. Wasserrohrkessel der Firma Babcock & Wilcox in Brüssel.

Das Eisenbahn- und Verkehrswesen auf der Weltausstellung in St. Louis 1904.

Von Professor **M. Buhle** und Dipl.-Ing. **W. Pfitzner,** Dresden.

(Fortsetzung und Schluss von S. 794 d. Bd.)

D. Einzelteile.

Die ausgestellten Einzelerzeugnisse der Hüttenwerke seien getrennt in:

1. *Betriebsmittelelemente,* wie Räder, Achsbuchsen, Kupplungen usw.,
2. *Mechanische Einrichtungen,* wie Drehscheiben, Prellböcke u. a.

1. Betriebsmittelelemente.

Unter Bezugnahme auf das über *Griffinhartgussräder* in dem mehrfach angezogenen Bericht über das Verkehrswesen auf der Düsseldorfer Ausstellung in der „Z. d. V. d. I.“ 1902, S. 1218 u. f. Gesagte sowie unter Hinweis auf das über Hartguss- und Stahlräder in der „Railroad-Gazette“ vom 19. Mai[53]) und vom 14. Juli[54]) 1905 Ausgeführte[55]), sei hier kurz mitgeteilt, dass die Frage der gusseisernen Eisenbahnräder gerade jetzt in Nordamerika lebhaft erörtert wird, nachdem dieselben seit Einführung der schweren Güterwagen (s. oben)[56]) mehrfach schadhaft geworden sind. Die Fabrikanten der Stahlräder versuchen, das Hartgussrad als den Ansprüchen nicht mehr gewachsen hinzustellen, während die Vertreter des Gussrades die entstandenen Schäden auf andere Ursachen zurückführen.

Auf der letzten amerikanischen Weltausstellung war die Gusseisenpartei vornehmlich durch die *American Car & Foundry Co.*, St. Louis, Mo., vertreten, wohingegen

---

[53]) S. 417 u. f.
[54]) S. 764 u. f.
[55]) Vergl. auch „Z. d. V. d. I.“ 1905, S. 1728 u. f.
[56]) Siehe auch „Z. d. V. d. I.“ 1905, S. 1780 u. f.

von den Stahlräderfabrikanten, vor allem die *Standard Steel Works*, Philadelphia, Pa., genannt seien.

Von den ausgestellten *Achsbuchsen* sei besonders erwähnt die Bauart von *Mc. Cord*, Chicago.

Fig. 137. Fig. 138 a. Fig. 138 b. Fig. 138 c.

Fig. 137. Undichter Verschluss der älteren Normal-Achsbuchse.
Fig. 138 a—c. Achsbuchse der Mc. Cord Co., Chicago.

Während bei der sogenannten „Standard-“ (d. h. Normal-) Konstruktion (Fig. 137) einerseits bei *a* viel Oel verloren geht, was ausser einem Verlust an sich noch eine Gleisverschmutzung bedeutet, anderseits bei *b* und *c* Staub usw. einzudringen vermag, sind diese Uebelstände bei den *Mc. Cord*-Achsbuchsen (Fig. 138 a — c) vermieden durch entsprechende Leisten bezw. Ausschnitte (*d*, *e*, *f* Fig. 138 c), deren Wirksamkeit ohne Weiteres hervorgeht aus den verschiedenen Deckelstellungen usw.

„Automatische“ *Wagenkupplungen*[57]) hatten u. a. ausgestellt die *Buckeye Malleable Iron & Coupler Co.* („Major“ - Kupplung) und die *National Malleable Castings Co.* („*Tower*“ - Kupplung). — So interessant und auch bemerkenswert diese Konstruktionen an sich sind, so bedeuten sie doch für uns kaum vorbildliche Leistungen; sie sind wie fast alle Selbstkuppler überaus kompliziert, haben viele bewegliche Teile, die trotz ihrer massigen Bauart sich abnutzen und brechen. Es sei darum hier auf ihre Wiedergabe in Wort und Bild verzichtet und übergegangen zu den

Rohrkupplungen der Westinghouse Air & Steam Coupler Co.

Bekanntlich spielen bei den Zugbildungen auch die Vorrichtungen zur Verbindung (und Lösung) der Brems- und Heizrohrleitungen (Luft, Dampf) eine grosse Rolle im Eisenbahnbetriebe (auch die Lichtleitungen [Elektrizität] müssen neuerdings bedacht werden).

Auch für diese Verbindungsstellen bestehen die Hauptforderungen in der Beseitigung der Gefahren für die Angestellten, in der Rücksichtnahme auf Zeit- und Kostenersparnis im Betriebe (Dampf- und Pressluftverluste) wie auf Material- und Kostenersparnis in der Anlage insbesondere im Hinblick auf die grosse Zahl dieser Elemente. Eine grosse Reihe namhafter Eisenbahngesellschaften hat die durch zahllose Versuche erprobten Verbindungen der *Westinghouse Coupler Co.* eingeführt, und sie sollen sich im Betriebe bestens bewährt haben. Die Ausstellung be-

[57]) Vergl. D. p. J. 1903, **318**, S. 129.

schränkte sich im wesentlichen auf ein mit Pressluft betriebenes Modell, das die Enden eines Personen- und eines Güterwagens darstellte. Diese Wagenenden waren gegeneinander sowohl in der Höhe als im Winkel (Kurvenfahrten) verstellbar. Die Figuren 139 und 140 lassen in Gemeinschaft mit den beigefügten Zeichenerklärungen erkennen, dass es sich hier um die Lösung recht verwickelter und zugleich überaus wichtiger Fragen handelt, welche die grösste Beachtung verdienen.

2. *Mechanische Einrichtungen.*

Von den bei Eisenbahnbetrieben gebräuchlichen, in den Vereinigten Staaten im allgemeinen zum Teil recht einfach gestalteten mechanischen Einrichtungen seien hier nur zwei eigenartige Ausstellungsstücke besprochen:

a. Die Drehscheibe der Big Four Co.

Der Entwurf und die Ausführung der 21,336 m langen Drehscheibe (Fig. 141—143) [58]), auf welcher die von der *Big Four Route* zur Schau gestellte Lokomotive (No. 21 der Zusammenstellung S. 258 d. Bd.) stand, stammte von den *Bridge & Iron Works*, Chicago. Damit die Konstruktion den Besuchern besser vor Augen geführt würde, war die Drehscheibe nicht — wie für die praktische Verwendung — versenkt, vielmehr auf einem etwas

[58]) Vergl. auch Fig. 70, S. 340 d. Bd., sowie „Engineering 1904, S. 394 u. f.

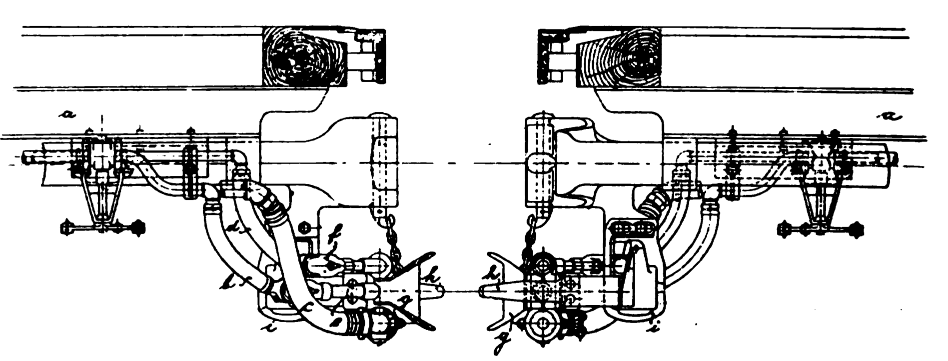


Fig. 139.

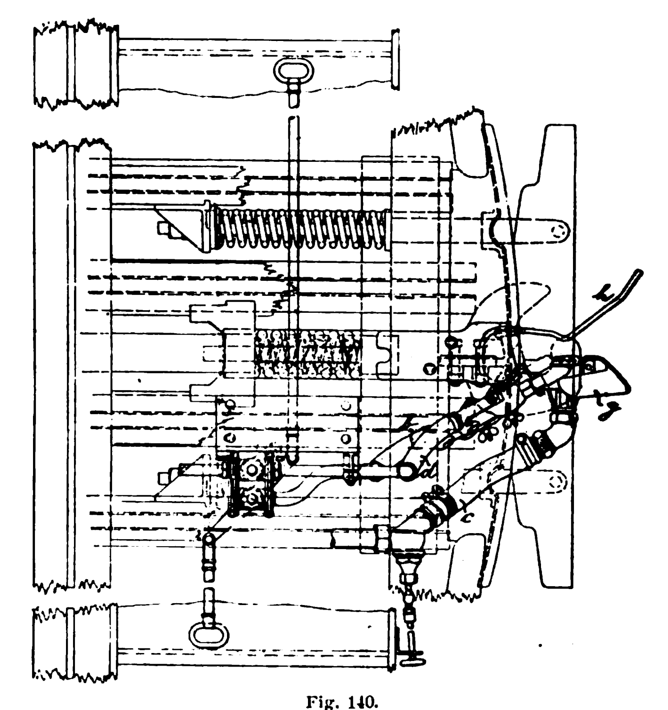


Fig. 140.

a Plattformträger, b Bremsleitung, c Dampfleitung, d Signalleitung, e Kupplung für b, f Kupplung für d, g Kupplungskopf, h Feder, i Hängeeisen

Fig. 139 und 140. Rohrkupplungen der Westinghouse Automatic Air & Steam Coupler Co.

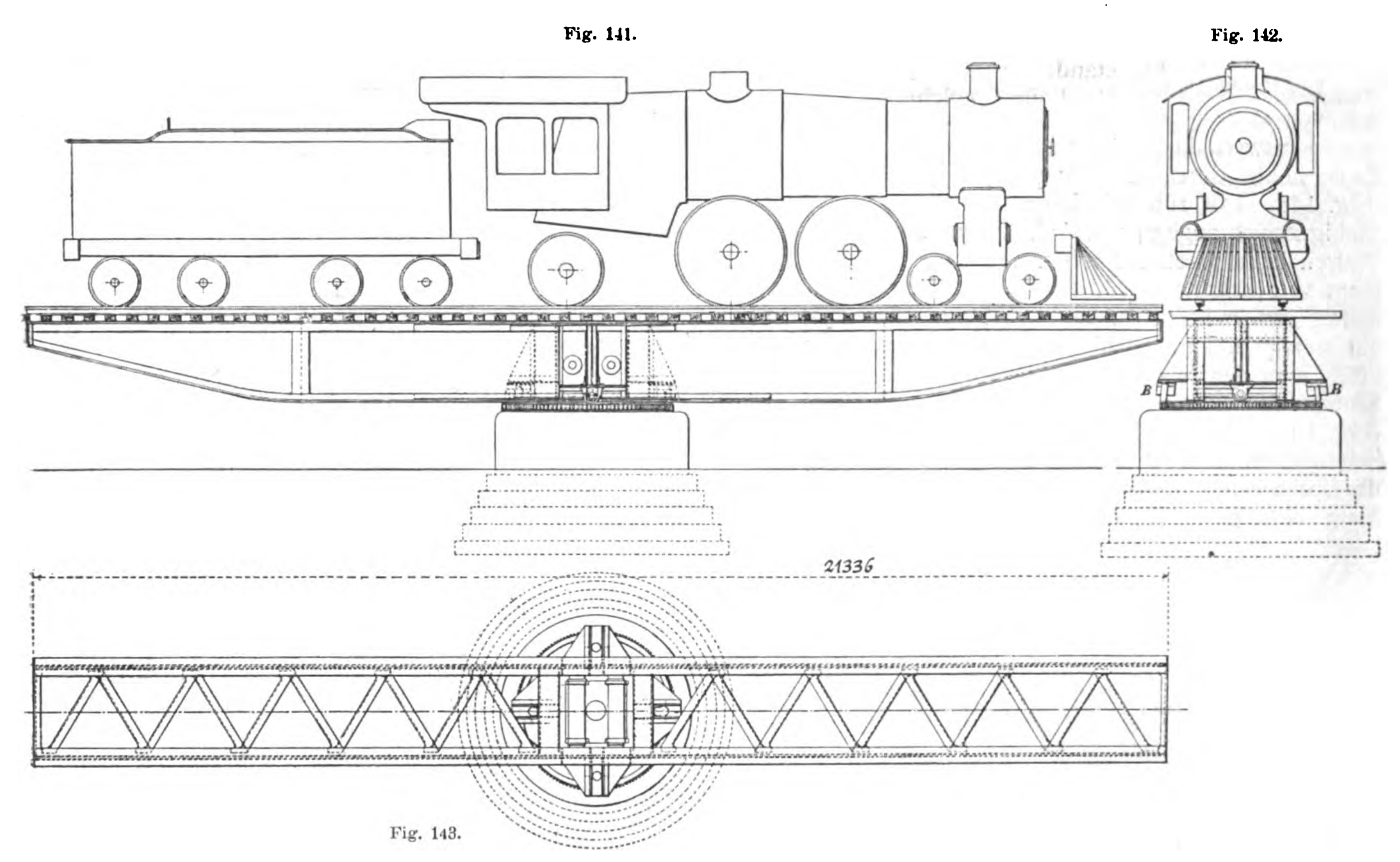


Fig. 141—143. Drehscheibe der „Big Four"-Eisenbahn-Gesellschaft.

Fig. 144.

Fig. 145.

Fig. 146.

Fig. 147.

Fig. 148.

144—148. Einzelheiten der Drehscheibe (Fig. 141—143).

über 1 m hohen Betonpfeiler montiert, so dass die Lokomotive auf den Schienen der Drehscheibe rd. 3 m über Werksohle stand.

Die Drehscheibe, welche im allgemeinen nicht erheblich von den in Amerika konstruierten abweicht,[59]) ist bemerkenswert durch die Bauart der mittleren Stützung. Zwei hohle durch die Hauptträger gehende Zapfen *A* (Fig. 144—148) ruhen in Lagern, die an einem mittleren Stahlgusstück angegossen sind, das auf zwanzig konischen Walzen läuft. Letztere rollen auf einer mit dem Fundament verschraubten Stahlgussplatte. Die Stahlzapfen gestatten der Drehscheibe, beim Auffahren einer Lokomotive ein wenig zu kippen, ohne dass sich das mittlere Gusstück von den Walzen abhebt. Nach dem endgültigen Einbau der Scheibe werden sowohl die Deckel bei *A* (Fig. 146), als die vier Hilfsräder *B* (Fig. 142), weil entbehrlich, entfernt. Statt dessen werden an jedem Ende der Drehscheibe zur Vermeidung einer allzugrossen Schwankung derselben Fahrgestelle vorgesehen, deren Räder

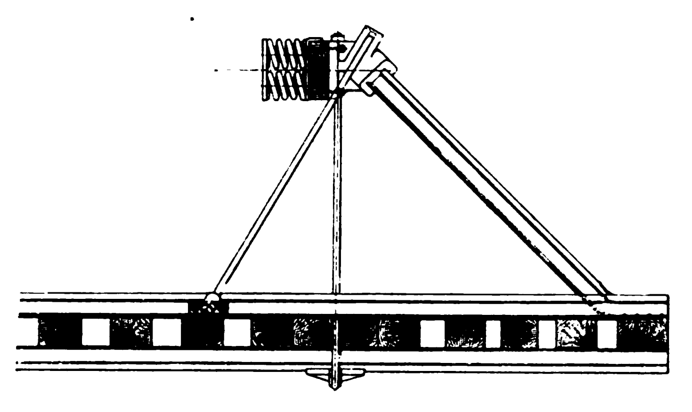


Fig. 149.

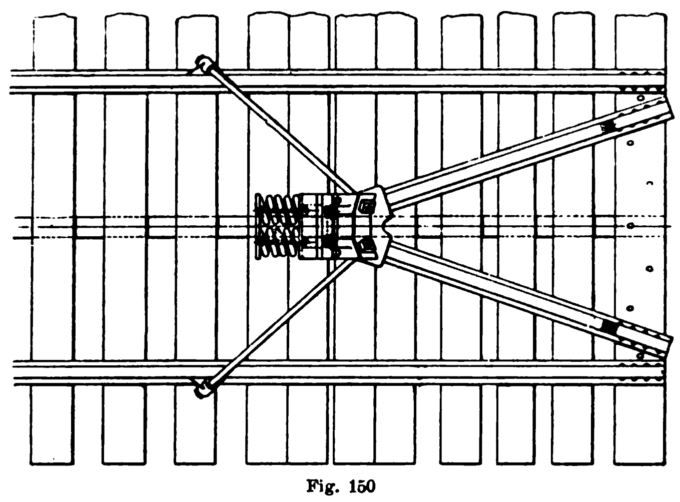


Fig. 150

Fig. 149—151. Prellbock der Mc. Cord Co., Chicago.

einen Durchmesser von 0,61 m und eine 127 mm breite Lauffläche erhalten. Jedes Rad wird mit seiner Achse aus *einem* Stück in Stahl gegossen.

Die Fläche, auf welcher die zwanzig Stützwalzen sich bewegen, hat einen äusseren Durchmesser von rd. 1220 mm; die Wälzrollen selbst sind 305 mm lang und besitzen am breiteren Ende einen Durchmesser von 178 mm, an der Innenseite einen solchen von 89 mm. Die Fig. 144—148 zeigen den ohne weiteres verständlichen Antrieb durch einen zwischen den Hauptträgern der Drehscheibe aufgestellten 15pferdigen Elektromotor, sowie die Bewegungsübertragung, Uebersetzung usw.

[59]) *Büte* und *von Borries*, Die Nordamerikanischen Eisenbahnen in technischer Beziehung. Wiesbaden, 1892. S. 268 und Taf. LV.

Durch diesen Motor wurde die Drehscheibe während der Besuchszeit gedreht, wobei zugleich — zur Erhöhung des im Grunde etwas unglaubwürdigen Effektes — die Trieb- und Kuppelräder der Lokomotive sich drehten. Ihr Antrieb erfolgte durch einen (später ebenfalls überflüssigen) in Fig. 146 und 147 mit *D* und *E* bezeichneten Motor und durch konische Reibungsräder *F*. Die zu diesem Zwecke angebrachten kegelförmigen inneren Ansätze der Treib- und Kuppelräder werden vor der Inbetriebnahme der Lokomotive abgedreht.

Zum Ausgleich des erheblichen Lokomotivgewichtes waren 25 t Sand in den Tender geschüttet. Die Gesamttragfähigkeit der Drehscheibe beträgt 180 t.

b. Die Prellböcke der Mc. Cord Co., Chicago (Fig. 149—151).

Dieselben zeichnen sich besonders durch grosse Einfachheit und infolgedessen durch ausserordentlich geringe

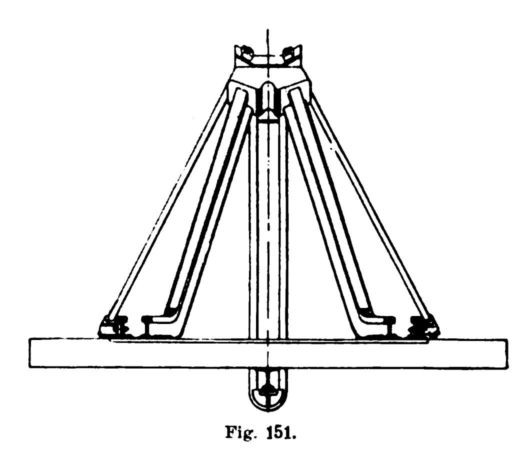


Fig. 151.

Kosten in der Anlage und für die Unterhaltung aus. Entsprechend den in den Vereinigten Staaten durchweg üblichen Zentralpuffern der Betriebsmittel sind die strebenartigen Druckschienen des Prellbockes von den Gleisschienen nach der Mitte zu bis zur gebräuchlichen Pufferhöhe nach einem überaus kräftigen Schlusstück geführt. Letzteres ist einerseits nach unten zu durch starke (U-) Schrauben mit einer die Schwellen nochmals in der Mitte und zwar unterhalb des Gleises versteifenden Mittelschiene, anderseits nach vorn zu mit den Gleisschienen durch zwei starke seitliche Zuganker verbunden.

Ueber die neuerdings ebenfalls unter die mechanischen Einrichtungen zu zählenden Lokomotiv-Prüfstationen soll im folgenden Abschnitt berichtet werden.

E. Das von der Pennsylvania-Eisenbahn-Gesellschaft gebaute und ausgestellte ***Lokomotiv-Prüffeld***

ist erst verhältnismässig spät in Betrieb gekommen wegen verspäteter Aufstellung und infolge mehrfacher Schäden, die aus unerwarteten Schwierigkeiten entstanden waren, und auf die zum Teil bereits auf S. 244 d. Bd. hingewiesen war, bezw. auf die noch später zurückzukommen sein wird nach Erklärung der grundsätzlichen Bauart der Einrichtung selbst.

Auf einem solchen Prüfstand wird allgemein die zu untersuchende Lokomotive auf Trageräder so aufgestellt, dass jedes Triebräderpaar in unmittelbare Berührung kommt mit einem darunter liegenden Paar von Tragrädern, die sich infolge der wälzenden Reibung mit ersteren frei drehen. Die meist mit dem Schornstein nach vorn gestellte Lokomotive wird mit der Tenderkupplung (falls es keine Tendermaschine ist) an einem Dynamometer befestigt so zwar, dass eine beträchtliche wagerechte Bewegung nicht

stattfinden kann. Sobald Dampf in die Zylinder gegeben wird, muss die Lokomotive als Ganzes auf der Stelle bleiben, indem die Triebräder die Stützräder in entgegengesetztem Sinne drehen. Wenn letztere nun gebremst werden, so wird die Lokomotive bestrebt sein, sich von ihnen zu entfernen (abzurollen), und wenn die Tragräder mittels Bremse gänzlich festgestellt werden, müssen die Triebräder der vom Dynamometer festgehaltenen Lokomotive auch stehen bleiben, oder es muss Schleudern eintreten. Folglich wird die Kraft, welche von den Triebrädern übertragen wird, um den Reibungswiderstand der Stützräder und Bremse zu überwinden, als Zugkraft am Dynamometer erscheinen, und es gestattet die Ablesung daselbst in Verbindung mit der Beobachtung der Geschwindigkeit der Triebräder usw., die wirklich von der Lokomotive geleistete Arbeit zu bestimmen.

Vor dem Aufbringen einer Maschine werden die Bocklager mit den Stützrädern entsprechend den Entfernungen der Achsen von der zu untersuchenden Lokomotive eingestellt und mit den eisernen Fussbalken des Prüfstandes verschraubt. Die Zapfen der Stützräder laufen in zweiteiligen Kettenringschmierlagern, deren untere Schale aus Bronze hergestellt ist. Zur Sicherung gegen Warmlaufen sind die Lager (zur Wasserkühlung) hohl gegossen; trotzdem entstand eine der ersten Schwierigkeiten aus dem Heisslaufen dieser Lager.

Die zur Verwendung gekommenen Bremsen sind eine Erfindung von *G. J. Alden*, eines früheren Mitgliedes des Worcester Polytechnikums.[60]) Sie werden mittels Presswassers von etwa 4 at betätigt. Um zu verhindern, dass sich das Bremsgehäuse mitdreht, wird es durch kräftige Zugstangen mit Schlitten verbunden, die ihrerseits mit der Grundplatte verschraubt werden.

Ueber die Prüfungen selbst ist berichtet u. a. in „Transport and Railroad Gazette“ (24. März 1905), S. 203 u. f., sowie (21. April 1905) S. 323 u. f.; ferner in der „Z. d. V. d. I.“ 1904, S. 1321 (Regierungsbaumeister *Gutbrod*, Cassel), sowie nach der erstgenannten Quelle in „*Glasers* Annalen“ 1905, II, S. 107 u. f. (Regierungsbaumeister *Pflug*, Charlottenburg).

In dem zuletzt angeführten Aufsatz ist ein Teil der Ergebnisse des *ersten* Versuches[61]) unter entsprechender Umrechnung der amerikanischen Zahlenangaben usw. wiedergegeben. Aus diesem Berichte geht hervor, dass die Absicht, 12 verschiedene Lokomotiven zu prüfen, nicht ausgeführt werden konnte wegen der bereits erwähnten Schwierigkeiten und auch aus anderen Gründen (Warmlaufen der Lager für die Tragräderwellen, Erzeugung flacher Stellen auf den Stützrädern durch Gleiten der Triebräder usw.).

Bei den Versuchen liess man die Lokomotiven zunächst 10—15 Minuten laufen, ehe Ablesungen vorgenommen wurden. Durchschnittlich waren 35 Personen dabei tätig, darunter 1 Direktor nebst Stellvertreter, 1 Chemiker, 3 Rechner, 1 Stenograph, 1 Versuchsleiter, 1 Betriebsleiter, 11 Beobachter und 15 Arbeiter.

Um die Vielseitigkeit der angestellten Beobachtung zu kennzeichnen, möge unter Hinweis auf den oben erwähnten Bericht von *Pflug* hervorgehoben sein, dass die Versuchsergebnisse u. a. erkennen lassen:

1. welcher Teil des erforderlichen Zuges auf die einzelnen Widerstände zwischen Aschekasten und Rauchkammer entfällt;
2. die Temperaturen in der Feuerkiste und in der Rauchkammer in ihrer Abhängigkeit vom Kohlenverbrauch;
3. die Beziehung zwischen stündlich erforderlicher Kohlenmenge f. d. Quadratmeter Rostfläche und stündlicher Dampferzeugung bezogen auf 0 ° C;
4. die Abnahme der mit 1 kg Kohle erzeugten Dampfmenge bei zunehmender Verdampfungsleistung auf 1 qm Heizfläche;
5. den Zusammenhang zwischen Dampfverbrauch f. 1 PS_i und Füllung für verschiedene Geschwindigkeit;
6. die Beziehung zwischen indizierter Leistung und Zylinderfüllung ebenfalls für verschiedene Geschwindigkeiten;
7. den Unterschied zwischen der *berechneten* grössten Zugkraft und der grössten bezw. durchnittlichen *bei den Versuchen beobachteten* Zugkraft.

Im Anschluss hieran sei es gestattet, kurz einige allgemeine Bemerkungen über Betriebsmittel-Prüffelder überhaupt anzufügen. Obgleich diese Anlagen nicht berufen sind, die Probefahrten auf freier Strecke überflüssig zu machen, so ist ihre Ueberlegenheit in mancher Hinsicht (s. unten) in der Möglichkeit der Ausführung „ortsfester“ Versuche begründet.

Ausgezeichnete Angaben über „*Locomotive Testing Plants*“, finden sich in dem oben bereits mehrfach angezogenen Werk „Modern Locomotives“, New York 1897, S. 19 u. f.; ferner in den Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Vol. XXV, 1904, New York (Prüffelder für Lokomotiven, S. 589—598 [England] u. S. 827 bis 867 [Amerika]).

Nach Professor *Goss* von der Purdue-Universität bestehen in Nordamerika vier Lokomotiv-Prüfstände zur Untersuchung von Lokomotiven in betriebsfähigem Zustand, insbesondere auf ihre Arbeitsleistungen, ihr Verdampfungsvermögen und die störenden Bewegungen. Je eine solche Anstalt gehört der Purdue-Universität und der Columbia-Hochschule; der dritte Prüfstand ist im Besitz der *Chicago & North Western Eisenbahn-Gesellschaft.* Die vierte Anlage ist das oben eingehend beschriebene Versuchsfeld der Pennsylvania-Bahn, das jetzt von St. Louis nach *Altoona*, der grössten Eisenbahnwerkstatt der Welt,[62]) geschafft ist. — In Russland ist vor nicht langer Zeit ein solcher Prüfstand in der *Putilow*-Lokomotivfabrik (Petersburg) errichtet.

Wie aus einer Mitteilung des Herrn Regierungsbaumeister *Pflug*[63]) hervorgeht, plant in Deutschland gegenwärtig Preussen die Errichtung einer solchen Versuchsanlage in *Grunewald* bei Berlin und zwar nach einem Entwurf des Herrn Geheimen Regierungsrates Professor *von Borries*. In dieser sowohl dem Ministerium der öffentlichen Arbeiten als der Technischen Hochschule Charlottenburg für Versuche später zur Verfügung stehenden Anstalt soll eine völlig neue Art der Zugkraftmessung mittelst Presswasserkolbens zur Anwendung kommen.

Im Zusammenhang hiermit sei übrigens mit Bezugnahme auf D. p. J., S. 481 d. Bds. erwähnt, dass auch die *Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft* in Berlin ihren Schnellbahnwagen im Jahre 1901 vor der Prüfung auf freier Strecke durch einen Probebetrieb auf einem Versuchsfeld untersucht hat.[64]) Herr Direktor *Lasche* führte seiner Zeit (Herbst 1901) in einem Vortrag im *Verein für Eisenbahn-*

[60]) Ihre Konstruktion ist ausführlich beschrieben in „Transport and Railroad Gazette“ 1905, 24. März, S. 203 u. f., bezw. in der „Z. d. V. d. I.“ 1904, S. 1323 u. f.

[61]) Die Ergebnisse von weiteren Versuchen sollen später in Buchform erscheinen.

[62]) *Büte* und *von Borries*, S. 246 u. f. und Tafeln XLV und XLVI.

[63]) *Glasers* Annalen 1905, II, S. 190.

[64]) Z. d. V. d. I 1901, S. 1312 u. f.

kunde aus, dass bei der Neuheit des Ganzen und nahezu jedes einzelnen Teiles der elektrischen Ausrüstung und bei der hohen Verantwortung, die der Konstrukteur übernommen hatte, eine Prüfung bei stillstehendem Wagen sehr erwünscht war. Auf schweren, gusseisernen Aufspannplatten wurden für die beiden Motorachsen eines Drehgestelles vier Laufachsen aufmontiert. Angesichts der grössten Umfangsgeschwindigkeit von 56 m/Sek. wurden die Laufrollen aus Stahlguss genommen. Die tragenden Kränze erhielten das Schienenkopfprofil; seitlich davon wurden breite Kränze für das Aufbringen eines Bremsbandes vorgesehen, das natürlich auch für den besonderen Fall erst entworfen werden musste. Die Rollen wurden durch Vermittlung kräftiger Achsen von Stehlagern mit Weissmetall getragen. Ihre Umlaufzahl betrug 1800 i. d. Min. Mit dieser Versuchsanordnung wurde es möglich, die Motoren der einzelnen Drehgestelle bis auf die volle Umlaufzahl zu bringen.

Die vorgenommenen Proben ergaben völlig befriedigende Resultate. Die Lager wurden einlaufen gelassen und liefen stundenlang ohne übermässige Erwärmung mit der vollen Tourenzahl.

Schlussbemerkungen.

So sei denn dieser Bericht, dessen Inhalt naturgemäss zum grössten Teil in der Schilderung amerikanischer Einrichtungen bestand, die nicht ohne weiteres auf unsere Verhältnisse übertragbar sind, aber deren Kenntnis vielleicht Anregung gibt zur weiteren technischen und wirtschaftlichen Ausgestaltung ähnlicher, bei uns gebräuchlicher Anlagen, — es sei dieser Ausstellungsbericht geschlossen (wie er begonnen hat) mit dem Hinweis auf vorbildliche heimische Industrieerzeugnisse.

Mögen insbesondere die Bestrebungen der Studiengesellschaft für elektrische Schnellbahnen, deren hervorragende Ergebnisse innerhalb der Ausstellung in St. Louis wie bereits vorher in der ganzen Welt die höchste Anerkennung fanden, bald praktische Erfolge zeitigen, welche einen Segen für das gesamte Eisenbahn- und Verkehrswesen bedeuten.

Kommutator-Motore für einphasigen Wechselstrom.

Von Dr. **Albert Hoerburger**, Berlin.

(Schluss von S. 798 d. Bd.)

b. Die Serien-Induktionsmotore.

Auch diese Motore sind schon ziemlich bald im Jahre 1895 von der amerikanisken *Fort Wayne Electric Corporation* gebaut worden, ohne sich damals ein grosses Anwendungsgebiet erobern zu können. Neuerdings werden sie nach den Angaben im deutschen Patent 98 653 und 109 132 von der *Helios Elektrizitäts Akt.-Gesellschaft* gebaut. Der Anker hat eine Wicklung wie sie *Déri* angegeben hat, die in dem einen Feld über einen Kollektor, in einem anderspoligen Feld kurz geschlossen ist. Der Stator hat eine Wicklung, die in Fig. 59 schematisch angegeben ist, sie besteht aus zwei Teilen *a b* und *b c* und ist mit der Ankerwicklung in Reihe geschaltet; es ist dabei ein vierpoliger Serienmotor und ein achtpoliger Induktionsmotor angenommen.

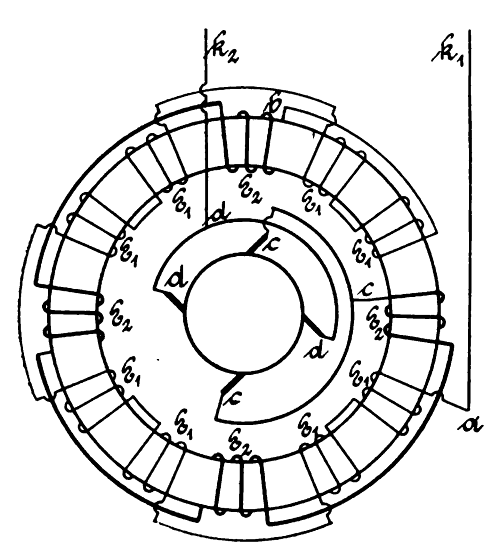


Fig. 59. Statorschaltung des Heliosmotors.

Legt man an diese Kombination bei k_1 und k_2 eine Wechselspannung an, so werden sich bei ruhendem Rotor die Spannungen so verteilen, dass zwischen den Punkten *a b* eine geringe Spannung herrscht, weil der scheinbare Widerstand dieser Wicklung infolge der Rückwirkung der im Anker entstehenden kurzgeschlossenen Ströme klein ist; dagegen wird zwischen *b* und *c* bezw. *b d* eine bedeutende Spannung auftreten.

Durch den in diesem Kreise fliessenden Wechselstrom wird der Motor wie ein Serienmotor sich in Bewegung setzen. Mit zunehmender Geschwindigkeit wird die Spannung zwischen *a b* wachsen, und der Motor allmählich auch als Induktionsmotor Arbeit leisten. Bei synchroner Geschwindigkeit übernimmt der Induktionsmotor fast die ganze Arbeitsleistung. Man kann dann die Kollektorbürsten überhaupt vom Rotor entfernen. Da während des Anlaufens die Spannung an *a b* sich fortwährend vergrössert, kann man durch sie dieses Abheben der Bürsten und so die Umschaltung automatisch besorgen lassen.

6. *Allgemeine Bemerkungen.* Nachdem nun die möglichen Schaltungen und die gebräuchlichen Motoren behandelt sind, sollen noch einige zusammenfassende Bemerkungen daran geknüpft werden, obwohl sie zum Teil schon im vorhergehenden enthalten sind.

Es ist schon beim kompensierten Serienmotor erwähnt worden, dass und warum bei ihm die Kommutationsverhältnisse gut sind. Er und der Repulsionsmotor sind in der Tat günstig, weil sich bei ihnen ein elliptisches bis kreisförmiges Drehfeld ausbildet, welches die Kurzschlussspannung bei Tourenzahlen in der Nähe des Synchronismus erniedrigt. Doch ist besonders beim Repulsionsmotor darauf hingewiesen, dass bei Geschwindigkeiten weit unter oder über dem Symchronismus besondere Hilfsmittel angewandt werden müssen. Derartige Hilfsmittel sollen noch einige angegeben werden:

1. Verwendung von Kommutatoren mit viel Segmenten und Vermeidung von grösseren Ankerspulen; an jedes Segment soll nur eine Windung angeschlossen sein.

2. Anwendung schmaler Bürsten, die niemals mehr als zwei Segmente (eine Windung) kurzschliessen, also Bürstendicke = Lammellenbreite.

3. Verwendung eines grösseren Ankerwiderstandes oder besonderer Kollektorverbindungen mit hohem Widerstand.

4. Verwendung von induktiven Widerständen in den Kollektorzuleitungen. Doch sind diese nicht in die ein-



zelnen Leitungen im gleichen Sinne einzuschalten, weil sonst die Selbstinduktion erst recht ein Feuern an der Bürste verursachen würde, da sich die neue Selbstinduktion zu der vorhandenen der Ankerspule addieren würde, sondern die Verbindungen sind um einen geschlossenen Eisenkern abwechselnd in rechts- und linksläufigem Sinne zu wickeln. Man vergleiche die schematische Zeichnung in Fig. 60. Wenn nun durch die Bürsten zwei Lammellen kurz geschlossen werden, so stellen die beiden zu dieser kurz geschlossenen Ankerwicklung gehörigen Spulen in

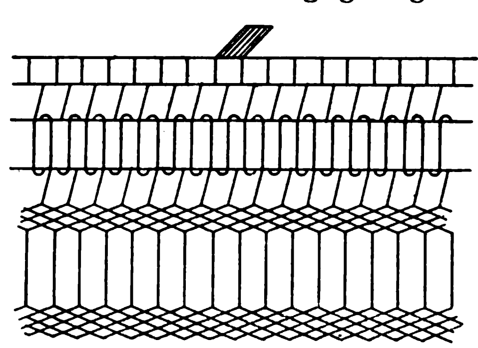


Fig. 60. Induktiver Widerstand in den Lammellenverbindungen.

bezug auf den Kurzschlusstrom eine Selbstinduktion dar, da für ihn die Windungen im gleichen Sinne verlaufen. In bezug auf den Betriebsstrom verhalten sich die Spulen induktionsfrei, da ihre Wicklungen sich gegenseitig aufheben. Allerdings vertauschen sich diese Verhältnisse, sowie die Bürste nicht zwei sondern drei Lammellen kurzschliesst. Die Anordnung ist daher nur verwendbar, wenn die Bürsten so schmal sind, dass sie niemals drei Lammellen gleichzeitig bedecken können.

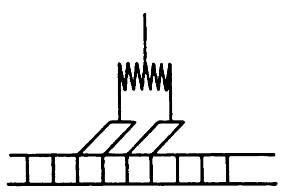


Fig. 61. Unterteilte Bürste.

5. Unterteilung der Kohlenbürsten und anbringen von Widerständen zwischen den Kohlen nach Fig. 61.

6. Verwendung einer mehrfachen Ankerwicklung (sandwi-ching) nach Fig. 62 natürlich mit Verwendung von doppelten Bürsten und Widerstand in der Verbindung, von dessen Mitte der Strom abgeleitet wird nach der Fig. 61. Von den von einander völlig unabhängigen Ankerwicklungen ist die eine mit allen geraden 2 . 4 . 6 . . . die andere mit allen ungeraden Kollektorlammellen 1 . 3 . 5 . . . verbunden.

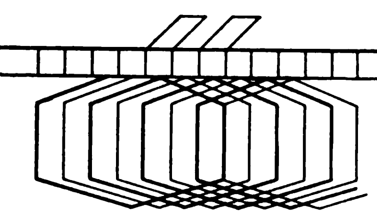


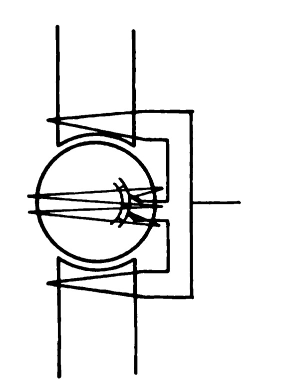
Fig. 62. Doppelte Ankerwicklung.

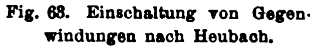
7. Einschalten einer Gegenelektromotorischen Kraft von der Grösse der in der Ankerspule induzierten Spannung nach *Heubach*. Die Anordnung ist schematisch in Fig. 63 gegeben: der Deutlichkeit wegen ist nur eine Ankerspule mit zwei Kollektorlammellen gezeichnet. Von jeder der Bürsten führt eine Leitung in so viel Windungen um die Pole, dass die Gesamtzahl der Windungen gleich der der Ankerwindungen ist. Der Windungssinn ist aber entgegengesetzt. In bezug auf den Betriebsstrom sind diese Windungen induktionsfrei, nicht aber für die induzierten Kurzschlusströme.

8. Durch Anbringung von Elektromagneten zwischen den Hauptpolen, die einen Kraftfluss in den Anker senden, der für die kurzgeschlossenen Windungen dem Hauptfeld entgegengesetzt ist, und damit den Kurzschlusseffekt völlig aufheben kann, ohne auf das Verhalten des ganzen Motors irgend wie schädlich einzuwirken. Die Anordnung ist schematisch in Fig. 64 dargestellt. Die Magnete können vom Hauptstrom erregt sein.

Eine zweite schädliche Einwirkung am Kollektor ist durch die Reaktanzspannung hervorgerufen. Um diese für das Feuern so gefährliche Spannung zu vermindern, muss man die gleichen Mittel anwenden, wie bei den Gleichstrommotoren. Auch dafür sind schon bei den einzelnen Motoren die besonderen getroffenen Einrichtungen erwähnt. Es sei hier nur noch einmal an die Formgebung der Pole Fig. 8, an die Zwischenpole Fig. 23, die unter Umständen sogar erregt sein können, erinnert.

Die Wechselstromkollektormotoren sind in bezug auf das Anlassen den Gleichstrommotoren wesentlich über-





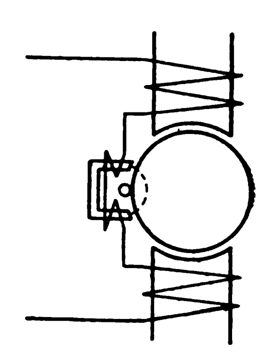


Fig. 63. Einschaltung von Gegenwindungen nach Heubach.

Fig. 64. Hilfspole zur Verminderung der Kurzschlussenergie.

legen; während bei diesen eine sehr beträchtliche Energie nutzlos in Widerständen verloren geht, kann man Wechselstrommotore sogar direkt ans Netz werfen, da der Stromfluss wegen der Selbstinduktion niemals die bei Gleichstrom gefährliche Grösse erreicht. Meist wird man das Anlassen mit Hilfe eines Induktionsreglers ohne grosse Verluste ausführen. Die Betriebsverluste sind bei Wechselstrom etwas grösser wegen der hinzutretenden grösseren Eisenverluste, und wegen der ständigen Verluste in den Transformatoren.

Im allgemeinen aber ist der Wechselstromkommutatormotor eine den besten Gleichstrommotoren nahezu gleichwertige Maschine.

Eine einfache Methode der Zerlegung periodischer Kurven in Sinuswellen ungerader Ordnung.[1])

Die *Fourier*sche Reihe lautet allgemein:

$$y = A_0 + A_1 \sin \alpha + A_2 \sin 2\alpha + A_3 \sin 3\alpha \;---$$
$$+ B_1 \cos \alpha + B_2 \cos 2\alpha + B_3 \cos 3\alpha \;---.$$

Jede periodische Kurve lässt sich in diesen Ausdruck auflösen.

Wenn die erste Halbperiode der periodischen Kurve der zweiten Halbperiode gleich ist (Werte, die um 180° resp. $\frac{T}{2}$ verschoben sind, sind, abgesehen vom Vorzeichen, gleich), sind in der Reihe die Glieder gerader Ordnung nicht vorhanden, wie man sich leicht überzeugen kann. Die Nullinie und den Null-

punkt wählen wir so, dass auch A_0 verschwindet und die Ordinaten bei 0° und 180° den Wert Null haben.

Die Gleichung der gegebenen Kurve ist somit folgende:

$$y = A_1 \sin \alpha + A_3 \sin 3\alpha + A_5 \sin 5\alpha \;----$$
$$+ B_1 \cos \alpha + B_3 \cos 3\alpha + B_5 \cos 5\alpha \;----.$$

In der Neuzeit, wo der Oszillograph sehr vervollkommnet ist und mit ihm viel gearbeitet wird, hat die Form dieser Reihe in der Elektrotechnik grosse Bedeutung erlangt, weshalb eine Methode zur raschen Auffindung der Koeffizienten A und B hier ausführlich beschrieben werden soll.

Will man irgendwelche beliebige Koeffizienten A_n und B_n finden, so bildet man bekanntlich

$$\int_0^{2\pi} y \sin n\alpha\, d\alpha = \int_0^{2\pi} \sin n\alpha\, (A_1 \sin \alpha + A_3 \sin 3\alpha \ldots$$
$$+ B_1 \cos \alpha + B_3 \cos 3\alpha \ldots)\, d\alpha$$

$$\int_0^{2\pi} y \cos n\alpha\, d\alpha = \int_0^{2\pi} \cos n\alpha\, (A_1 \sin \alpha + A_3 \sin 3\alpha \ldots$$
$$+ B_1 \cos \alpha + B_3 \cos 3\alpha \ldots)\, d\alpha$$

Da nun

$$\int_0^{2\pi} \sin s\alpha \sin n\alpha\, d\alpha = 0$$

$$\int_0^{2\pi} \cos s\alpha \cos n\alpha\, d\alpha = 0$$

$$\int_0^{2\pi} \sin s\alpha \cos n\alpha\, d\alpha = 0$$

fallen rechts alle Glieder fort bis auf

$$\int_0^{2\pi} A_n \sin^2 n\alpha\, d\alpha = \pi A_n$$

$$\int_0^{2\pi} B_n \cos^2 n\alpha\, d\alpha = \pi B_n$$

und es wird

$$A_n = \frac{1}{\pi}\int_0^{2\pi} y \sin n\alpha\, d\alpha$$

$$B_n = \frac{1}{\pi}\int_0^{2\pi} y \cos n\alpha\, d\alpha$$

d. h. A_n *resp.* B_n *ist gleich dem doppelten Mittelwert von* $y \sin n\alpha$ *resp.* $y \cos n\alpha$.

Man hat also jeden Punkt der gegebenen Kurve mit $\sin n\alpha$ resp. $\cos n\alpha$, wo α der zu dem Punkt gehörige, bestimmte Winkel ist, zu multiplizieren und den Mittelwert der so erhaltenen neuen Kurve zu bilden.

Dabei brauchen wir uns nun nur auf die erste Halbperiode zu beschränken, da die zweite Halbperiode der neuen Kurve der ersten, diesmal inkl. Vorzeichen, gleich ist. (Es ist nämlich $\sin (180 + \alpha) . n = - \sin \alpha . n$, die Ordinaten der zweiten Halbperiode werden somit positiv).

Die Halbperiode wird nun in $2m$ gleiche Teile geteilt, wodurch man die Ordinaten erhält

$$y_1\ y_2\ y_3 \ldots y_{2m-1} \text{ und}$$

$$A_n = \frac{2}{\pi}\,(y_1 \sin n\alpha_1 + y_2 \sin n\alpha_2 \ldots + y_\mathfrak{f} \sin n\alpha_\mathfrak{f} \ldots$$
$$+ y_{2m-1} \sin n\alpha_{2m-1})$$

$$B_n = \frac{2}{\pi}\,(y_1 \cos n\alpha + y_2 \cos n\alpha_2 \ldots + y_\mathfrak{f} \cos n\alpha_\mathfrak{f} \ldots$$
$$+ y_{2m-1} \cos n\alpha_{2m-1})$$

Hierin ist

$$\alpha_1 = \frac{\pi}{2m} = \alpha;\ \alpha_2 = 2 . \frac{\pi}{2m} = 2\alpha;\ \alpha_\mathfrak{f} = \mathfrak{f}\frac{\pi}{2m} = \mathfrak{f}\alpha.$$

Hier sei bemerkt, dass wir höhere Harmonische als $(2m - 1)^{\text{ter}}$ Ordnung nicht finden können; also $n \leq 2m - 1$.

Beim Ausrechnen der Klammerausdrücke zeigt es sich nun, dass sich dieselben Multiplikationen vielfach wiederholen. Sucht man diese aus und ordnet sie in ein Schema, so findet man, dass die Ausrechnung ausserordentlich vereinfacht wird.

Zunächst werden alle Paare von Ordinaten, deren zugehörige Winkel Supplementwinkel sind, mit demselben Faktor multipliziert; denn es ist:

$$\sin \alpha = \sin (180 - \alpha);\ \sin \alpha_1 = \sin \alpha_{2m-1} \ldots\ldots$$

allgemein:

$$\left.\begin{array}{l} \sin n\alpha_\mathfrak{f} = \sin n\alpha_{2m-\mathfrak{f}} = \sin (n\pi - n\alpha_\mathfrak{f}) \\ \cos \alpha = - \cos (180 - \alpha) \\ \qquad \cos \alpha_1 = - \cos \alpha_{2m-1} \ldots\ldots \\ \text{allgemein:} \\ \cos n\alpha_\mathfrak{f} = - \cos n\alpha_{2m-\mathfrak{f}} \\ \qquad = - \cos (n\pi - n\alpha_\mathfrak{f}) \end{array}\right\} \text{da } n \text{ ungerade ist.}$$

Danach können wir für die Ausrechnung der Koeffizienten irgendwelcher ungeraden Ordnung die korrespondierenden y zusammenfassen.

y_1	y_2	y_3	$y_\mathfrak{f}$	y_{m-1} y_m	
y_{2m-1}	y_{2m-2}	y_{2m-3}	$y_{2m-\mathfrak{f}}$	y_{m+1}	
s_1	s_2	s_3	$s_\mathfrak{f}$	s_{m-1} s_m	Summe $y_\mathfrak{f} + y_{2m-\mathfrak{f}}$
d_1	d_2	d_3	$d_\mathfrak{f}$	d_{m-1} d_m	Differenz $y_\mathfrak{f} - y_{2m-\mathfrak{f}}$

In den Ausdrücken für A_n und B_n geht somit die Zahl der Summanden auf die Hälfte herunter.

$$A_n = \frac{2}{\pi}\,(s_1 \sin n\alpha_1 + s_2 \sin n\alpha_2 \ldots + s_\mathfrak{f} \sin n\alpha_\mathfrak{f} \ldots$$
$$+ s_m \sin n\alpha_m)$$

$$B_n = \frac{2}{\pi}\,(d_1 \cos n\alpha_1 + d_2 \cos n\alpha_2 \ldots + d_\mathfrak{f} \cos n\alpha_\mathfrak{f} \ldots$$
$$+ d_m \cos n\alpha_m)$$

Eine weitere Vereinfachung ergibt sich durch die Ueberlegung, dass

$$\alpha_1 \text{ und } \alpha_{m-1} \quad \alpha_2 \text{ und } \alpha_{m-2}$$

usw. Komplementwinkel sind. Die Kosinus können durch die Sinus ersetzt werden.

Allgemein ist

$$\sin n\alpha_\mathfrak{f} = \pm \cos n\alpha_{m-\mathfrak{f}}$$
$$= \pm \cos n\,(90 - \alpha_\mathfrak{f}) \quad + \text{ für } n = 1, 5, 9 \ldots$$
$$- \text{ für } n = 3, 7, 11 \ldots$$

Es wird somit:

$$B_n = \frac{2}{\pi}\,(\pm d_1 \sin n\alpha_{m-1} \pm d_2 \sin n\alpha_{m-2} \ldots \pm d_{m-1} \sin n\alpha_1)$$
$$+ \text{ für } n = 1, 5, 9 \qquad - \text{ für } n = 3, 7, 11$$

Ein Schema für die Ausrechnung von A_1 und B_1 würde nun folgende Gestalt annehmen:

	A_1	B_1
$\sin \alpha_1$	s_1	d_{m-1}
$\sin \alpha_2$	s_2	d_{m-3}
$\sin \alpha_3$	s_3	d_{m-2}
⋮	⋮	⋮
$\sin \alpha_{m-2}$	s_{m-2}	d_2
$\sin \alpha_{m-1}$	s_{m-1}	d_1
$\sin \alpha_m$	s_m	0
	$\frac{\Sigma}{m} = A_1$	$\frac{\Sigma}{m} = B_1$

Hierin sind die s und d jeweilig mit dem in derselben Horizontalreihe stehendem Sinus multipliziert gedacht z. B.

[1]) Nach *C. Runge*, Zeitschrift für Mathematik und Physik 1903, XLVIII, S. 443 und *Silvanus P. Thompson*, The Electrician 5. Mai 1905, S. 78.

für s_3: $\quad s_3 \times \sin \alpha_3$,

für d_{m-2}: $d_{m-2} \sin \alpha_2$.

Bei der Bestimmung der höheren Harmonischen treten die Sinus der n-fachen Winkel auf: $\sin 3\,\alpha f$, $\sin 5\,\alpha f \ldots\ldots \sin n\,\alpha f$, worin $f = 3, 5, \ldots\ldots$ bis m.

Jeder dieser Sinus lässt sich indes durch einen in der ersten Kolumne vorkommenden ausdrücken. Es ist

$$\sin 3\,\alpha_1 = \sin \alpha_3 \qquad \sin 5\,\alpha_1 = \sin \alpha_5$$

$$\sin 3\,\alpha_2 = \sin \alpha_6 \qquad \sin 5\,\alpha_2 = \sin \alpha_{10},$$

allgemein

$$\sin n\,\alpha f = \sin \alpha_{n\,.\,f}$$

Man braucht demnach im Schema bei Ausrechnung der höheren Harmonischen keine Sinus-Kolumnen mehr aufzuführen. Es müssen nur die s und d nach unten resp. oben verschoben werden und zwar allgemein um $(n - 1)\,f$ Parallelreihen. Jedesmal, wenn dabei die Reihen y_{2m}, $2\,y_{2m}$, $3\,y_{2m}$ überschritten werden, wechselt das Vorzeichen.

Das Schema wird ferner noch sehr vereinfacht, wenn man supplementäre Koeffizienten zusammenfasst.

$$A_1 \quad A_{2m-1}; \quad A_3 \quad A_{2m-3} \ldots\ldots A_n \quad A_{2m-n}$$

$$B_1 \quad B_{2m-1}; \quad B_3 \quad B_{2m-3} \ldots\ldots B_n \quad B_{2m-n}$$

Es ist z. B.:

$$A_{2m-1} = s_1 \sin(2\,m - 1)\,\alpha_1 + s_2 \sin(2\,m - 1)\,\alpha_2 + \ldots$$

$$\sin(2\,m - 1)\,\alpha_1 \qquad = \sin(\pi - \alpha_1) = \sin \alpha_1$$

$$\sin(2\,m - 1)\,\alpha_2 \qquad = \sin(2\,\pi - \alpha_2) = - \sin \alpha_2$$

demnach:

$$A_{2m-1} = s_1 \sin \alpha_1 - s_2 \sin \alpha_2 + s_3 \sin \alpha_3 - s_4 \sin \alpha_4 \ldots$$

$$A_1 = (s_1 + s_3 + s_5 \ldots) + (s_2 + s_4 + s_6 \ldots) = S_a + S_b$$

$$A_{2m-1} = (s_1 + s_3 + s_5 \ldots) - (s_2 + s_4 + s_6 \ldots) = S_a - S_b$$

(Die s mit den entsprechenden Sinus multipliziert gedacht).

Allgemein ist:

$$A_n = \frac{\Sigma\, s f \sin n\,\alpha f}{m} \qquad A_{2m-n} = \frac{\Sigma\, s f \sin(2\,m - n)\,\alpha f}{m}$$

$$B_n = \frac{\Sigma\, d f \cos n\,\alpha f}{m} \qquad B_{2m-n} = \frac{\Sigma\, d f \cos(2\,m - n)\,\alpha f}{m}$$

worin $f = 1, 2, 3 \ldots m$

$$\sin n\,\alpha f = \pm \sin(2\,m - n)\,\alpha f = \pm \sin(f\,.\,\pi - n\,\alpha f)$$

$+$ wenn f ungerade

$-$ wenn f gerade

$$\cos n\,\alpha f = \mp \cos(2\,m - n)\,\alpha f = \mp \cos(f\,.\,\pi - n\,\alpha f)$$

$-$ wenn f ungerade

$+$ wenn f gerade

Die A_n und A_{2m-n} resp. B_n und B_{2m-n} unterscheiden sich demnach nur durch die Vorzeichen der geraden resp. ungeraden Glieder oder man kann die supplementären Koeffizienten bilden nach der Form

$$S_a + S_b \text{ und } S_a - S_b.$$

Schliesslich lässt sich für die Harmonischen, deren Ordnungszahl n mit m einen gemeinschaftlichen Teiler hat, noch eine Vereinfachung ausführen. Es sei $n\,.\,z = m$, worin z eine ganze Zahl ist.

$$n\,\alpha_1 = \frac{m}{z}\,\alpha_1 = \frac{\pi}{2\,z}; \; n\,\alpha_2 = 2\,\frac{\pi}{2\,z}; \;\; n\,\alpha_3 = 3\,\frac{\pi}{2\,z};$$

$$n\,\alpha_z = \frac{z\,.\,\pi}{2\,z} = \frac{\pi}{2}$$

$$\sin n\,\alpha_1 = \sin n\,\alpha_{2z-1} = - \sin n\,\alpha_{2z+1} = - \sin n\,\alpha_{4z-1}.$$

Für diese Harmonischen lassen sich demnach die s und d noch zusammenfassen.

An Hand dieser Auseinandersetzungen lässt sich jedes beliebige Schema aufstellen. Die Genauigkeit wird umso grösser, in je grössere Anzahl von Teilen die Halbperiode geteilt wird. Bei einer Einteilung von $2\,m = 18$ ist die Genauigkeit schon recht gut, weshalb für diese Zahl das Schema S. 816 nebst einem Zahlenbeispiel angeführt werden soll.

Die Kurve, die dem Zahlenbeispiel zugrunde liegt, ist die folgende.

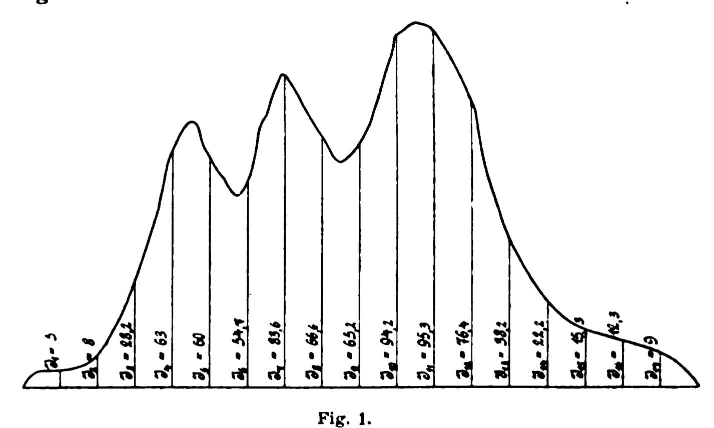


Fig. 1.

Auf die Vorzeichen muss bei der Ausrechnung des Schemas besonders geachtet werden.

Will man die höheren Harmonischen nicht bis zur siebzehnten bestimmen, sondern sich mit denen geringerer Ordnung begnügen, so braucht man im Schema nur die Harmonischen der höheren Ordnungen wegzulassen und erhält so die verlangten Harmonischen mit der Genauigkeit, die dem Schema entspricht. Viel Arbeit wird dabei allerdings nicht gewonnen. Will man indes mit geringerer Genauigkeit fürlieb nehmen, so braucht man die Halbperiode nur in entsprechend weniger Teile zu teilen, z. B. in zwölf für die Bestimmung der elften Harmonischen und sich dafür ein neues Schema herzustellen. Dieses wird viel einfacher und man erspart bei der Ausrechnung viel an Zeit.

Da indes die Fehler je nach Gestalt der zu analysierenden Kurve beträchtlich werden können, so empfiehlt es sich bei dem angegebenen Schema zu bleiben, dessen Ausrechnung mit Hilfe des Rechenschiebers etwa $1^1/_2$ Stunden erfordert.

Zum Schlusse sei noch eine einfache Kontrolle für die Richtigkeit der Ausrechnung angeführt. Es ist bei dem angegebenen Schema

$$y = (A_1 + A_{17}) \sin \alpha + (A_3 + A_{15}) \sin 3\,\alpha + (A_5 + A_{13}) \sin 5\,\alpha$$
$$+ (A_7 + A_{11}) \sin 7\,\alpha + A_9 \sin 9\,\alpha$$
$$+ (B_1 - B_{17}) \cos \alpha + (B_3 - B_{15}) \cos 3\,\alpha + (B_5 - B_{13}) \cos 5\,\alpha$$
$$+ (B_7 - B_{11}) \cos 7\,\alpha + B_9 \cos 9\,\alpha.$$

Für irgend einen Wert von α muss das gefundene y mit der Kurve übereinstimmen.

Es genügt, wenn man zwei Punkte kontrolliert und zwar die für $\alpha = 30^0$ und $\alpha = 90^0$.

Setzt man diese Werte in die Gleichung ein, so ergibt sich:

$$y_3 = (A_1 + A_5 - A_7 - A_{11} + A_{13} + A_{17}) \sin 30^0 + A_3 - A_9 + A_{15}$$
$$+ (B_1 - B_5 - B_7 + B_{11} + B_{13} - B_{17}) \sin 60^0$$

$$y_9 = A_1 + A_5 + A_9 + A_{13} + A_{17} - A_3 - A_7 - A_{11} - A_{15}.$$

Im Zahlenbeispiel:

$$y_3 = (74 - 4{,}98 - 3{,}85 - 6{,}63 - 0{,}71 - 0{,}108)\;0{,}5 - 11{,}43$$
$$+ 5 - 0{,}795$$
$$+ (2{,}09 + 11{,}37 - 4{,}66 + 1{,}01 - 4{,}1 + 1{,}74)\;.\;0{,}866$$

$y_3 = 28{,}08$ gegen $28{,}2$ der Kurve.

$$y_9 = 74 - 4{,}98 - 5 - 0{,}71 - 0{,}108 + 11{,}43 - 3{,}85 - 6{,}63 + 0{,}795$$

$y_9 = 65$ gegen $65{,}2$ der Kurve.

Schema für die Zerlegung periodischer Kurven in die höheren Harmonischen ungerader Ordnung bis zur 17ten.

$$\begin{array}{cccccc} y_1 & y_2 & y_3 & \dots & y_8 & y_9 \\ y_{17} & y_{16} & y_{15} & \dots & y_{10} & \\ \hline s_1 & s_2 & s_3 & \dots & s_8 & s_9 \\ d_1 & d_2 & d_3 & \dots & d_8 & d_9 \end{array}$$

Summe. / Differenz.

$s_1 + s_5 - s_7 = r_1$ $\quad s_1 - s_3 + s_5 - s_7 + s_9 = v$ $\quad d_1 - d_5 - d_7 = e_1$ $\quad - d_2 + d_4 - d_6 + d_8 = u$

$s_2 + s_4 - s_8 = r_2$ $\quad d_2 - d_4 - d_8 = e_2$

$s_3 - s_9 = r_3$

Lfd. No.		Sinus-Ausdrücke					Cosinus-Ausdrücke				
		A_1 u. A_{17}	A_3 u. A_{15}	A_5 u. A_{13}	A_7 u. A_{11}	A_9	B_1 u. B_{17}	B_3 u. B_{15}	B_5 u. B_{13}	B_7 u. B_{11}	B_9
1	sin 10°	s_1		$-s_7$	$-s_5$		d_8		$-d_2$	d_4	
2	sin 20°	s_2		$-s_4$	$-s_8$		d_7		$-d_5$	d_1	
3	sin 30°	s_3	r_1	s_3	$-s_3$		d_6	e_2	d_6	d_6	
4	sin 40°	s_4		s_8	s_2		d_5		d_1	$-d_7$	
5	sin 50°	s_5		s_1	s_7		d_4		d_8	$-d_2$	
6	sin 60°	s_6	r_2	$-s_6$	s_6		d_3	e_1	$-d_3$	$-d_3$	
7	sin 70°	s_7		$-s_5$	s_1		d_2		$-d_4$	$-d_8$	
8	sin 80°	s_8		s_2	$-s_4$		d_1		d_7	d_5	
9	sin 90° = 1	s_9	r_3	s_0	$-s_9$	v		$-d_6$			u
Summe d. 1. Kol. „ „ 2. „											
Summe . . . Differenz . .		$9\,A_1$ $9\,A_{17}$	$9\,A_3$ $9\,A_{15}$	$9\,A_5$ $9\,A_{13}$	$9\,A_7$ $9\,A_{11}$	$9\,A_9$	$9\,B_1$ $9\,B_{17}$	$9\,B_3$ $9\,B_{15}$	$9\,B_5$ $9\,B_3$	$9\,B_7$ $9\,B_{11}$	$9\,B_9$

Zerlegung der Kurve Fig. 1 nach obigem Schema

	5	8	28,2	63	60	54,7	83,6	66,6	65,2
	9	12,3	15,3	22,2	38,2	76,4	95,3	94,2	
Summe:	14	20,3	43,5	85,2	98,2	131,1	178,9	160,8	65,2
Differenz:	—4	—4,3	12,9	40,8	21,8	—21,7	—11,7	—27,6	

14 + 98,2 — 178,9 = — 66,7 $\qquad$ 14 — 43,5 + 98,2 — 178,9 + 65,2 = — 45

20,3 + 85,2 — 160,8 = — 55,3

43,5 — 65,2 = — 21,7 $\qquad$ — 4 — 21,8 + 11,7 = — 14,1

— 4,3 — 40,8 + 27,6 = — 17,5

+ 4,3 + 40,8 + 21,7 — 27,6 = 39,2.

Lfd. No.		Sinus-Ausdrücke					Cosinus-Ausdrücke				
		A_1 u. A_{17}	A_3 u. A_{15}	A_5 u. A_{13}	A_7 u. A_{11}	A_8	B_1 u. B_{17}	B_3 u. B_{15}	B_5 u. B_{13}	B_7 u. B_{11}	B_9
1	0,1736	2,43		— 31,02	— 17,07		— 14,8		0,75	7,1	
2	0,342	6,95		— 29,15	— 55,0		— 4,0		— 7,45	— 1,367	
3	0,500	21,75	— 33,35	21,75	— 21,75		— 10,85	— 8,75	— 10,85	— 10,85	
4	0,643	54,9		103,4	13,05		14,02		— 2,575	7,53	
5	0,766	75,2		10,72	137		31,24		— 21,15	3,29	
6	0,866	113,5	— 47,9	— 113,5	113,5		11,17	— 12,2	— 11,17	— 11,17	
7	0,94	168		— 92,3	13,15		— 4,04		— 38,4	25,95	
8	0,985	158,2		20,0	— 84,0		— 3,94		— 11,5	21,45	
9	1,0	65,2	— 21,7	65,2	— 65,2	— 45		21,7			39,2
Summe d. 1. Kol.		332,58	— 55,05	— 25,65	47,13		1,55	12,95	— 69,65	25,49	
„ „ 2. „		333,55	— 47,9	— 19,25	— 12,45		17,25	— 12,2	— 32,7	16,44	
Summe . . .		666,13	— 102,95	— 44,9	34,68	— 45	18,8	0,75	— 102,35	41,93	39,2
Differenz . .		— 0,97	— 7,15	— 6,4	59,58		— 15,7	25,15	— 36,95	9,05	
Division durch 9		74 — 0,108	— 11,43 — 0,795	— 4,98 — 0,71	3,85 6,63	— 5	2,09 — 1,74	0,083 2,8	— 11,37 — 4,1	4,66 1,01	4,35

Resultat:

$$\begin{aligned} y = {} & 74 \sin \alpha - 11{,}43 \sin 3\alpha - 4{,}98 \sin 5\alpha + 3{,}85 \sin 7\alpha - 5 \sin 9\alpha \\ & + 6{,}63 \sin 11\alpha - 0{,}71 \sin 13\alpha - 0{,}795 \sin 15\alpha - 0{,}108 \sin 17\alpha \\ & + 2{,}09 \cos \alpha + 0{,}083 \cos 3\alpha - 11{,}37 \cos 5\alpha + 4{,}66 \cos 7\alpha + 4{,}35 \cos 9\alpha \\ & + 1{,}01 \cos 11\alpha - 4{,}1 \cos 13\alpha + 2{,}8 \cos 15\alpha - 17{,}4 \cos 17\alpha. \end{aligned}$$

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.



DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.
86. Jahrg., Bd. 320, Heft 52. Berlin, 30. Dezember 1905.
Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Die Kraftmaschinen und Dampfkessel auf der Weltausstellung in Lüttich 1905.

Von **Fr. Freytag**, Chemnitz.

(Schluss von S. 807 d. Bd.)

3. *Société anonyme de Chaudronnerie et Fonderies Liégeoises (vorm. Pétry-Chaudoir) in Lüttich.*

Den in der Maschinenhalle ausgestellten *Zweiflammrohrkessel* von 100 qm Heizfläche zeigen Fig. 95 und 96. Er ist für einen Arbeitsdruck von 10 Atm. gebaut und hat im zylindrischen Teil von 10,2 m Länge einen mittleren Durchmesser von 2,2 m, hydraulisch genietete Bleche mit doppelter Quer- und Längsvernietung (s. Fig. 95) aus *Siemens-Martin*-Stahl von 21,5 mm und gewölbte Böden von 22 mm Dicke. Die beiden Flammrohre bestehen je im ersten Schuss aus einem gewellten, nachdem aus vier glatten Schüssen; letztere haben 850 mm mittleren Durchmesser bei 16 mm Wandstärke, die beiderseits glatt endenden Wellrohre 800 bezw. 900 mm Durchmesser bei 10 mm Blechdicke.

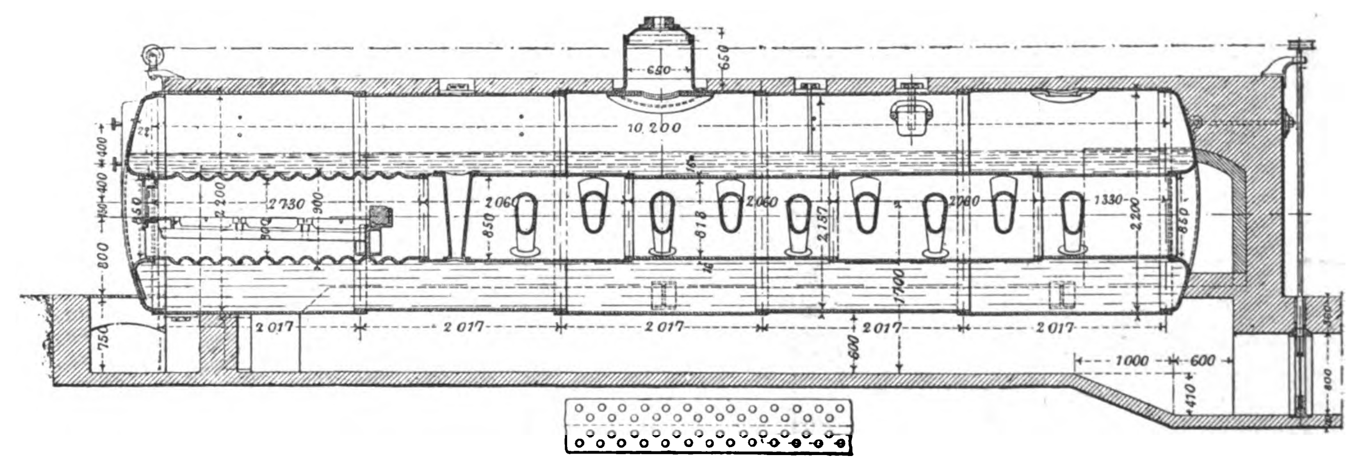


Fig. 95. Zweiflammrohrkessel der Société de Chaudronnerie et Fonderies Liégeoises in Lüttich.

Galloway-Rohre dienen zur Versteifung der glatten Flammrohre bezw. zur Vergrösserung der Heizfläche und Erzielung einer lebhaften Wasserzirkulation im Kessel usw.

Der schwach nach hinten geneigte Planrost hat 1,98 m Länge bei 2 . 0,8 = 1,6 m Breite. Der vom Heizerstande aus durch Kettenzug eingestellte Rauchschieber ist als Drosselklappe ausgebildet.

Die Einmauerung des Kessels ist in der Weise durchgeführt, dass die auf dem Rost entwickelten Heizgase nach Durchströmen der Flammrohre zunächst rechts und links seitlich nach vorn und dann unter dem Kessel entlang nach hinten zum Fuchs ziehen.

Der im Kesselhaus unter Dampf stehende *Zweiflammrohrkessel* derselben Firma von 120 qm Heizfläche unterscheidet sich hauptsächlich nur in den Abmessungen von dem vorbesprochenen Kessel. Er hat bei 2,4 m Durchmesser eine Länge von 11,6 m; die den Rost aufnehmenden Wellrohre haben 900 bezw. 1000 m Durchmesser.

Beide Kessel sind behufs schnellen Anheizens je mit einem *Schmidtschen Wasseranwärmer* versehen, der auf den Abbildungen nicht mit angegeben ist. Derselbe besteht aus einem Rohr von grossem Durchmesser, welches unten zwischen die Flammrohre und zwar mit schwacher Neigung nach vorn in den Kessel eingebaut ist. Am hinteren Ende ist dieses Rohr an ein in den Dampfraum des Kessels ausmündendes senkrechtes Rohr, am vorderen Ende durch ein Zwischenstück an ein auf dem vorderen Kesselboden befestigtes Absperrventil angeschlossen. Wird letzteres beim Anheizen des Kessels geöffnet, so kann Luft aus der Atmosphäre in den Dampfraum des Kessels eintreten. Sobald sich Dampf entwickelt, treibt dieser die im

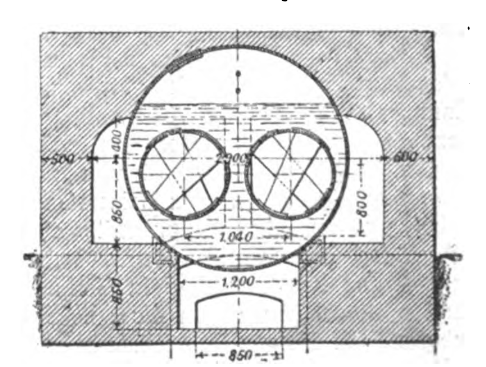


Fig. 96.

Kessel und Rohr befindliche Luft wieder ins Freie und indem er hierbei kondensiert, gibt er einen Teil seiner Wärme an das Rohr bezw. an das dieses umspülende Kesselwasser ab. Die Kondensationsprodukte werden durch den nachströmenden Dampf aus dem Absperrventil herausgetrieben und erst wenn trockener Dampf austritt — dies geschieht, wenn das Wasser im unteren Teil des Kessels die Temperatur des Dampfes erreicht hat —, kann das Absperrventil wieder geschlossen werden.

4. *Grille & Cie. in Paris.*

Die Firma hat im Kesselhause zwei gleiche, von der *Société anonyme de Chaudronnerie et Fonderies Liégeoises* (vorm. *Pétry-Chaudoir)* in Lüttich nach System *Solignac-Grille* gebaute Dampfkessel — aus je einem Bündel gebogener Rohre und aus einem als Dampfsammler dienenden zylindrischen Oberkessel bestehend — ausgestellt.

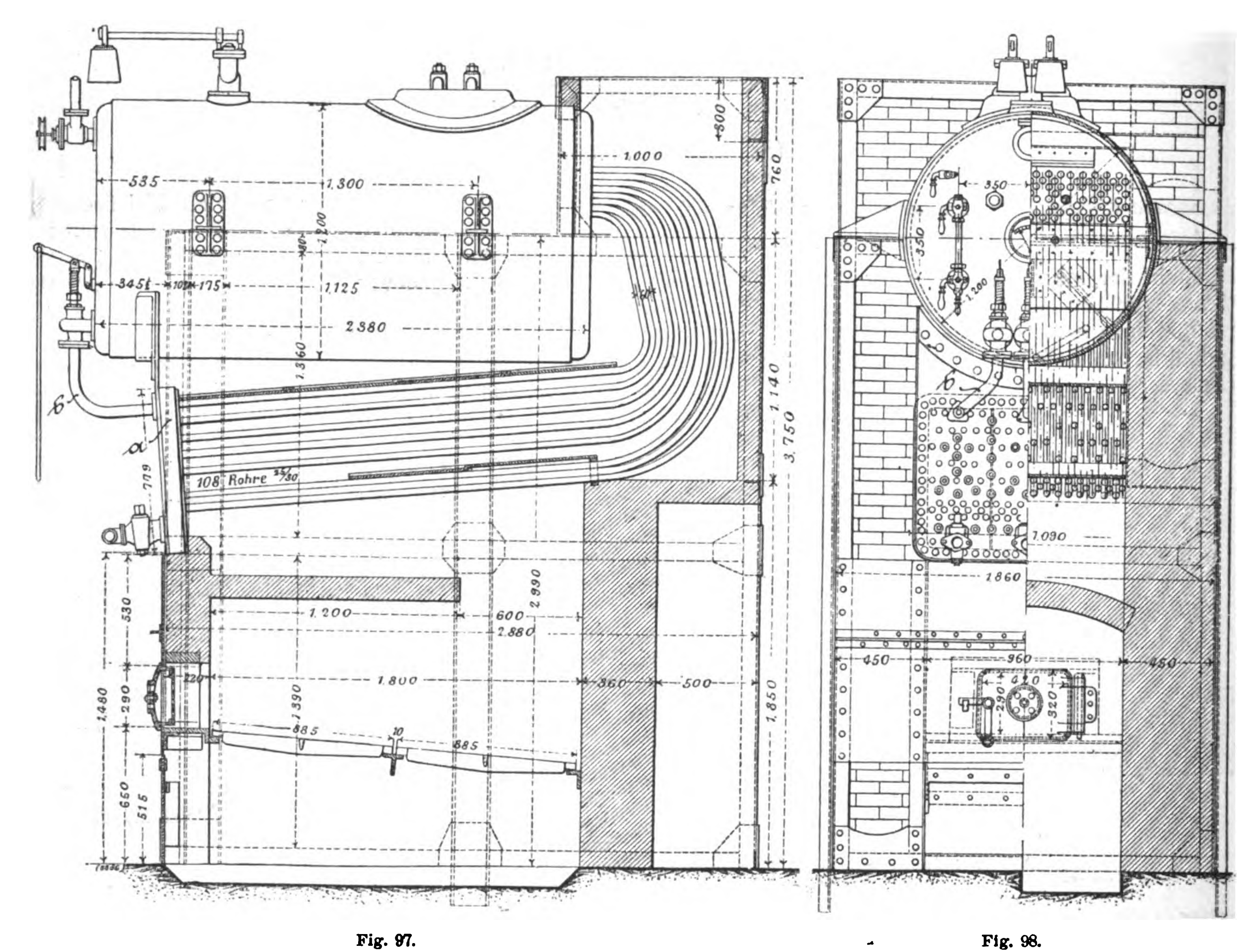


Fig. 97. Fig. 98.
Fig. 97 und 98. Dampfkessel der Firma Grille & Cie in Paris.

Fig. 97 und 98 lassen die Bauart eines solchen Kessels erkennen. Die vordere, hier mit Wasser angefüllte Kammer *a*, in welche 108 nahtlose Siederohre von 25 bezw. 30 mm Durchmesser aus weichem Stahl einmünden, steht durch drei Rohre *b* von je 40 mm lichter Weite, die an federbelastete, vom Heizerstande aus mittels Handhebel stellbare Ueberströmventile anschliessen, mit dem Oberkessel aus *Siemens-Martin*-Stahl von 1,2 m Durchmesser und 2,38 m Länge in Verbindung. Die drei untersten Rohrreihen liegen dicht neben- und übereinander, während die übrigen Rohrreihen grössere gegenseitige Abstände zeigen; sämtliche Rohre münden in den Dampfraum des Oberkessels. Das Speisewasser tritt aus dem letzteren in die vordere Wasserkammer und von hier in das Rohrsystem, wo es verdampft. Die zur Führung der Heizgase dienenden gusseisernen Platten sind in Fig. 97 ersichtlich.

Der auf einem eisernen, mit Steinen ausgesetzten Gerüst ruhende Kessel hat 1,72 qm Rostfläche, 38,16 qm Heizfläche und 10 Atm. Betriebsdruck; er erzeugt stündlich 1500 kg Dampf. Um eine Laufbühne zu vermeiden, wird das am vorderen Kesselboden befestigte Dampfabsperrventil vom Heizerstande aus durch Kettenzug entsprechend eingestellt.

5. *G. Bailly-Mathot in Chênée bei Lüttich.*

Die drei im Kesselhause aufgestellten *Wasserrohrkessel* sind sämtlich für eine Betriebsspannung des Dampfes von 10 Atm. gebaut.

Der *grösste Kessel* von 250 qm Heizfläche und 5,52 qm Rostfläche (Fig. 99 und 100) enthält 158 Rohre von je 90 mm äusserem Durchmesser und 5,5 m Länge; sein Wasserinhalt beträgt 14,0, sein Dampfinhalt 5 cbm und seine normale Verdampfung 4000 kg in der Stunde.

Der zweite mit *Staubkohle* gefeuerte Kessel (Fig. 101 bis 103) hat 100 qm Heizfläche, einen Wasserinhalt von 6,4 und einen Dampfinhalt von 2,3 cbm; er enthält 73 Rohre von je 90 mm Durchmesser und 4,7 m Länge. Der dritte mit 37 Rohren von je 90 mm äusserem Durchmesser und 3,5 m Länge versehene Kessel hat folgende Hauptabmessungen:

Heizfläche	42 qm
Wasserinhalt	3,4 cbm
Dampfraum	1,35 „
Normale Verdampfung in der Stunde	630 kg.

Um lebhaften Wasserumlauf und eine schnelle Dampf-

entwicklung zu erzielen, haben *Bailly-Mathot* bei ihren Kesseln die Abmessungen der Wasserkammern vergrössert und zwar erhalten dieselben bei Heizflächen von 65 qm und darüber eine Tiefe von 200 mm und auch eine mit der Heizfläche anwachsende Breite. Damit sollen stündlich etwa 25—30 kg Dampf auf 1 qm Heizfläche ohne besondere Anstrengung des Kessels erzeugt werden können — allerdings mit geringer Abnahme des Wirkungsgrades des Kessels. Diese Verbesserungen haben dazu geführt, die Wasserkammern in sich und auch ihre Verbindungsstücke mit dem Oberkessel kräftiger als bisher auszuführen.

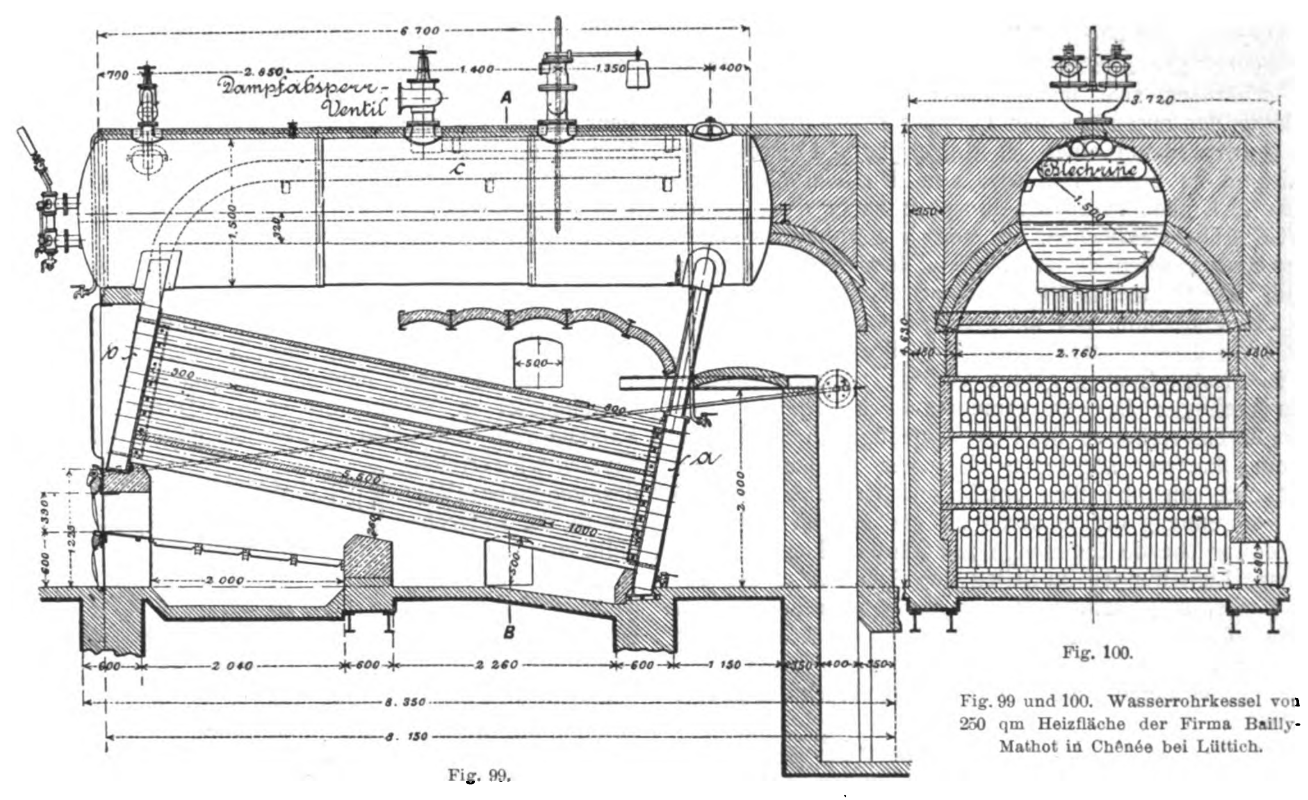


Fig. 99.

Fig. 100.

Fig. 99 und 100. Wasserrohrkessel von 250 qm Heizfläche der Firma Bailly-Mathot in Chênée bei Lüttich.

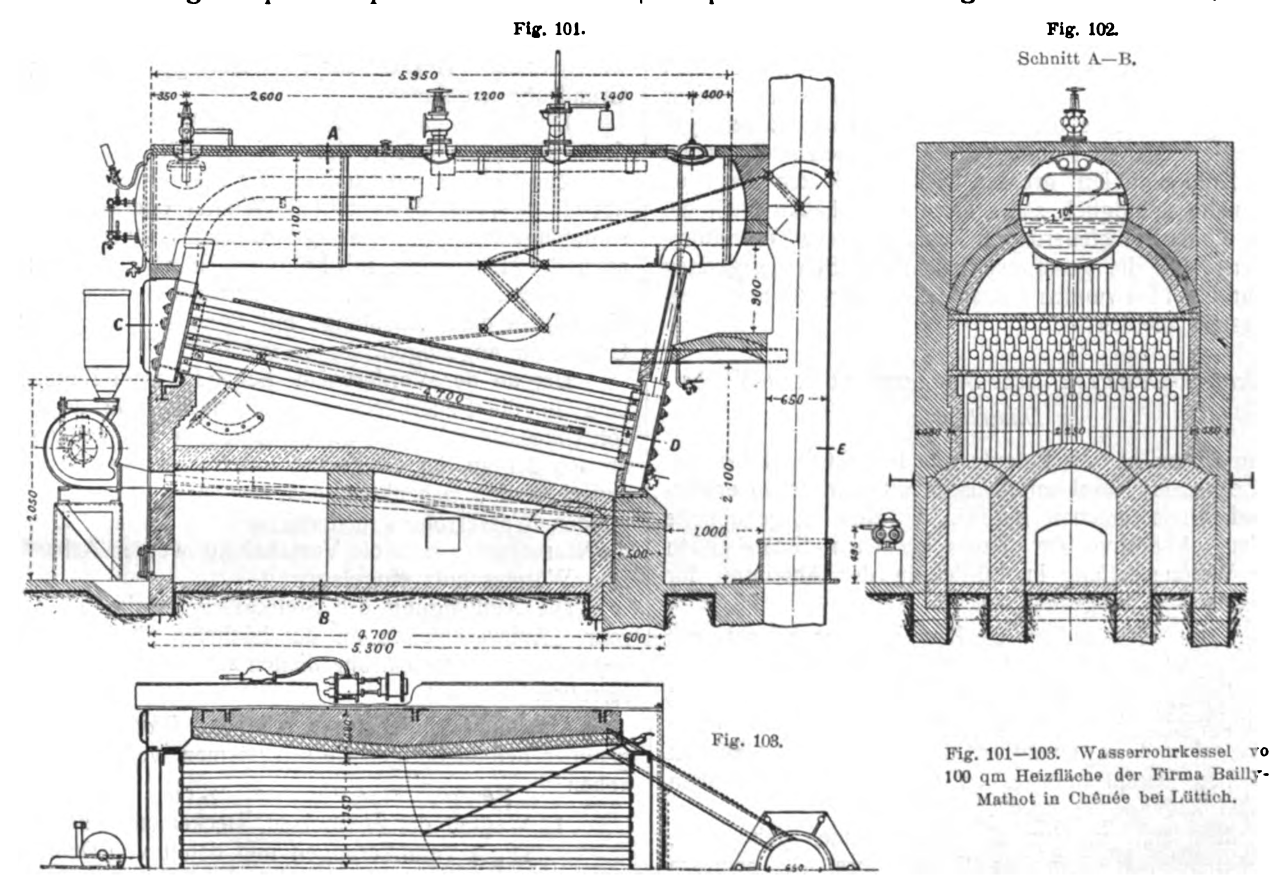


Fig. 101.

Fig. 102. Schnitt A—B.

Fig. 103.

Fig. 101—103. Wasserrohrkessel von 100 qm Heizfläche der Firma Bailly-Mathot in Chênée bei Lüttich.

Die hintere Wasserkammer *a* (Fig. 99 und 100) steht mit dem Wasserraum des Oberkessels in unmittelbarer Verbindung; die vordere Kammer *b* schliesst an eine im Dampfraum des Kessels liegende Blechrinne *c* an, die sich nahezu bis an das Ende des Kessels erstreckt. Ueber dieser Rinne sind Rohre angeordnet, die in eine unter dem Dampfabsperrventil des Kessels liegende Kammer ausmünden. Es ist durch diese Einrichtung eine von dem Wasserraum

des Kessels vollständig unabhängige Dampfströmung geschaffen, so dass selbst bei angestrengtem Betriebe der Kessel noch trockenen Dampf liefert.

Die zur Führung der Heizgase dienenden feuerfesten Längsplatten bestehen aus einzelnen, je drei Rohrenreihen bedeckenden und gegenseitig überlappten Platten.

Feuer- und Aschenfalltüren öffnen sich nach *innen* und schliessen sich beim Platzen eines Rohres infolge Wirkung des ausströmenden Dampfes selbsttätig.

Bei Anordnung eines Ueberhitzers kommt dieser *unter* die Rohre zu liegen und wird von den über die Feuerbrücke ziehenden Heizgasen umspült; bevor diese jedoch den Ueberhitzer erreichen, strömen sie erst durch die Oeffnung einer aus feuerfestem Material hergestellten dünnen Wand, wobei eine stellbare Klappe als Regulator wirkt.

Der Feuerraum des mit Staubkohle geheizten Kessels (Fig. 101—103) besitzt keinen Rost; dieser ist durch eine aus feuerfesten Steinen gebildete Kammer ersetzt worden, deren Weissglut die Verbrennung aufrecht erhält.

Für das Anheizen des Kessels genügt ein in der Verbrennungskammer angelegtes Holzfeuer, in dem sich die Staubkohle augenblicklich entzündet. Um eine vollständige Verbrennung der letzteren zu erzielen, ist derselben eine entsprechende Luftmenge zuzuführen; hierzu dienen stellbare Luftleitungen zu Seiten der Speisewalze des vor dem Kessel aufgestellten Feuerungsapparates der *Central Cyclone Comp., Limited*. Bei angestrengtem Kesselbetrieb werden zur Vermehrung der Luftzufuhr noch in der Deckplatte der vorderen Kesselwandung angebrachte Schieber geöffnet.

Rauch- und Russbildungen sollen bei dieser Staubkohlenfeuerung vollständig in Wegfall kommen und es soll ferner infolge vollständiger Verbrennung, regelmässiger Beschickung usw. der Wirkungsgrad einer solchen Feuerungsanlage sich äusserst günstig gestalten.

In Deutschland haben die vor einer Reihe von Jahren mit Kohlenstaubfeuerungen gemachten Versuche keine guten Ergebnisse geliefert. Als grösster Nachteil wurde seiner Zeit angegeben, dass die Beschaffung genügend fein gemahlenen trockenen Kohlenstaubes in hierzu dienenden sogen. Kohlenmühlen grossen Schwierigkeiten begegne und beinahe unmöglich sei. Tatsächlich haben auch bei uns die Kohlenstaubfeuerungen keine grössere Verbreitung gefunden! Ob die genannten bisherigen Schwierigkeiten nunmehr als überwunden betrachtet werden können, mag dahingestellt bleiben!

6. *Deutsch-Oesterreichische Mannesmannröhren-Werke in Düsseldorf.*

Die Firma hat die Patente des Inspektors *Brotan* auf einen Lokomotivkessel mit Wasserrohrfeuerbüchse erworben und einen solchen Kessel für eine 2/4 gekuppelte Schnellzuglokomotive der österreichischen Staatsbahnen auf der Weltausstellung in Lüttich in der Abteilung für Eisenbahnwesen ausgestellt.

Fig. 104—107 zeigen die Bauart dieses Kessels mit eingebauter Wasserrohrfeuerbüchse. Er besteht, wie der normale Lokomotivkessel der genannten Bahnen, aus einem Steh- und einem Langkessel, letzterer aus einem Feuerröhrenkessel und aus einem mit diesem durch drei Stützen verbundenen Dampfsammler, an den sich der über dem Stehkessel liegende Vorkopf anschliesst.

In den letzteren sind die oberen Enden gebogener, eng nebeneinander liegender Wasserrohre — nahtlose Stahlröhren (*Mannesmann*-Röhren) von 95/85 mm Durchmesser — eingewalzt. Die dadurch gebildete Gewölbefläche schliesst im Verein mit dem verstärkten Vorkopfboden und der kreisrunden Rohrwand des Langkessels den Feuerraum über dem Roste kofferförmig ab.

Die ersten Wasserrohre lehnen sich mit dem gebogenen Teil an die Rohrwand derart an, dass alle Feuerrohröffnungen frei bleiben; die zweiten Rohre lehnen sich in derselben Lage an die ersten, die dritten an die zweiten usw., bis — zur Stirnseite kommend — die Rohre in kurzen Bögen in konzentrische Lagen übergehen, deren innerstes den Heiztürring einschliesst. Die Stirnwandrohre sind U förmig gebogen und haben im Scheitel des Bogens angeschweisste oder angenietete und hart gelötete Stutzen (s. Fig. 104).

Das äusserste Stirnwandrohr ist ein sogen. Hosenrohr mit einem senkrecht aufwärts gerichteten Stutzen; die Stutzen des zweiten und des vierten Stirnwandrohres zweigen nach innen, der des dritten mittleren Rohres nach aussen ab (s. Fig. 108).

An die Stelle des Bodenringes normaler Lokomotiven tritt das aus Stahlguss hergestellte mehrteilige Wasserverteilrohr, das durch nahtlose Knierohre mit dem Feuerröhrenkessel in Verbindung steht. Durch zwischengeschaltete, am Boden des Langkessels angenietete konische Stutzen wird erreicht, dass genügendes Wasser in die Knierohre abfliessen kann.

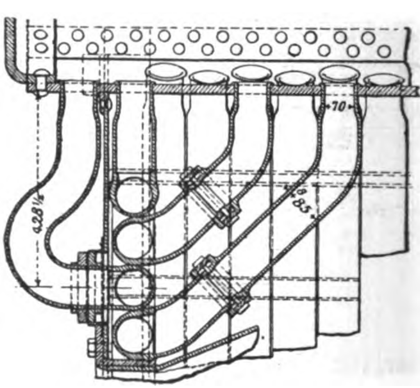


Fig. 108. Stirnwandrohre des Brotan-Kessels.

In die am oberen Teile des Grundrohres ersichtlichen Ansätze sind die Wasserrohre eingewalzt. Für das Aufwalzen und Auftreiben der Rohrenden haben die Grundrohre im unteren Teile, gegenüber den Rohrlöchern runde, mit Deckeln verschliessbare Oeffnungen, ausserdem sind Auswaschstutzen, Ansätze für Roststabträger und dergl. am Grundrohr angebracht.

Die Verbindung des Langkessels mit dem Mantel des Stehkessels erfolgt durch einen kräftigen Winkelring.

Zur lösbaren Verbindung der Mantelbleche des Stehkessels werden diese mittels Winkel oder Laschen zusammengeschraubt. Das ganze Rohrsystem wird, wie auch der Heiztürring, mit kräftigen Zugbändern aus Flacheisen zusammengehalten, letzterer auch noch nach unten hin mittels einer Zugstange mit Spannschloss gegen das Grundrohr angezogen.

Der an der Vorderwand liegende freie Raum unter dem in die Feuerbüchse vorstehenden Teile des Feuerröhrenkessels wird mit Chamotteziegeln ausgemauert und ebenso der an der Stirnwand unter dem Heiztürring und zwischen den Schenkeln des innersten konzentrisch liegenden Wasserrohres befindliche freie Raum. Zwischen die Wasserrohre und die Verschalung werden Asbesttafeln zum Wärmeschutz eingelegt.

Die Aufhängung des Stehkessels erfolgt am Grundrohr. Auswaschluken an der höchsten Stelle des Bohrkopfes und am Grundrohr dienen zur Reinigung der Wasserrohre.

Als hauptsächlichste Vorteile des *Brotan*-Kessels gegenüber den bisherigen Kesselsystemen werden hervorgehoben:

1. Wegfall der Stehbolzen, Deckenanker sowie sonstiger Verankerungen und damit von Deformationen und Rissen sowohl in den Seitenwänden und in der Decke, wie auch in der Feuerbüchsrohrwand.
2. Alle dem Feuer ausgesetzten Flächen bestehen aus bequem zugänglichen Wasserrohren; Nietungen und Verschraubungen sind nicht vorhanden.

3. Der Kessel gestattet infolge einer um etwa 50 v. H. grösseren unmittelbaren Heizfläche eine bessere Ausnutzung der Heizgase bei gleichen Rostabmessungen; er hat ferner eine äusserst lebhafte Wasser- und Dampfzirkulation.
4. Ersparnis an Brennmaterial.
5. Erhöhung des Betriebsdruckes, ohne Defekte der Feuerbüchswände befürchten zu müssen.
6. Verminderung der Explosionsgefahr.
7. Billigere Herstellung und weniger Reparaturen.

Diese Vorteile des *Brotan*-Kessels sind bei verschiedenen Versuchsfahrten festgestellt worden!

Da eine in Triest stationierte Lokomotive mit *Brotan*-kessel ($^2/_4$ gekuppelte Schnellzuglokomotive No. 428) im Betriebe sich gut bewährt, hat das k. k. Eisenbahnministerium den Bau von weiteren fünf Kesseln dieser Serie

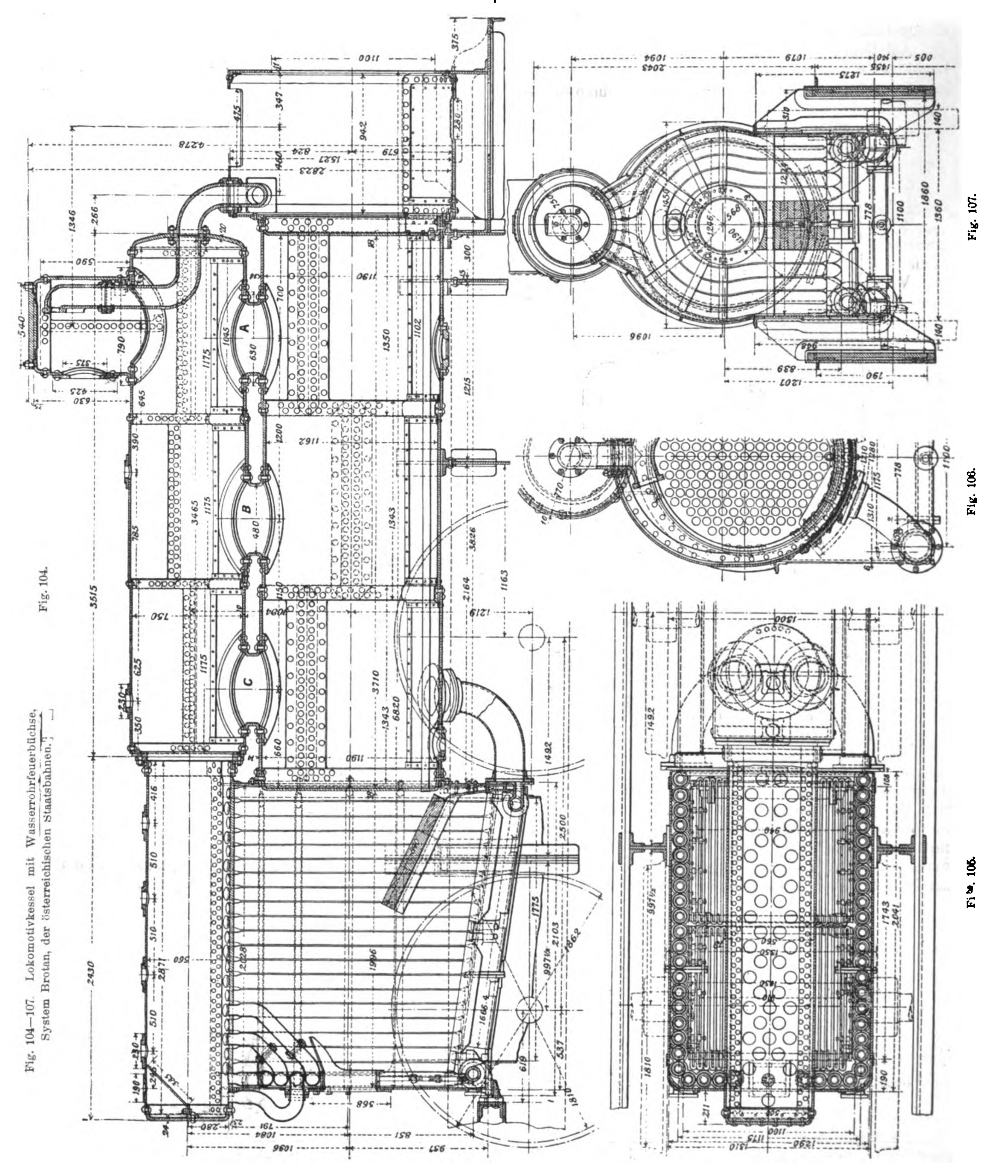


Fig. 104–107. Lokomotivkessel mit Wasserrohrfeuerbüchse, System Brotan, der österreichischen Staatsbahnen.

angeordnet. Der Entwurf für den Kessel einer $^4/_4$ gekuppelten Güterzuglokomotive ist unter Oberleitung des Oberbaurat *Gölsdorf* fertiggestellt und wird demnächst zur Ausführung gelangen.

Desgleichen befindet sich in den Werkstätten der k. ungarischen Staatsbahnen in Budapest ein *Brotan*-kessel für eine $^2/_4$ gek. Verbund - Schnellzuglokomotive im Bau.

Die Moskau - Kasaner Eisenbahn baut zur Zeit zwei *Brotan*-Kessel für $^4/_4$ gek. Güterzuglokomotiven.

Auf Grund einer eingehenden Besichtigung der im Bezirk der k. k. österreichischen Staatsbahndirektion Triest im Dienst befindlichen *Brotan* - Lokomotiven durch eine

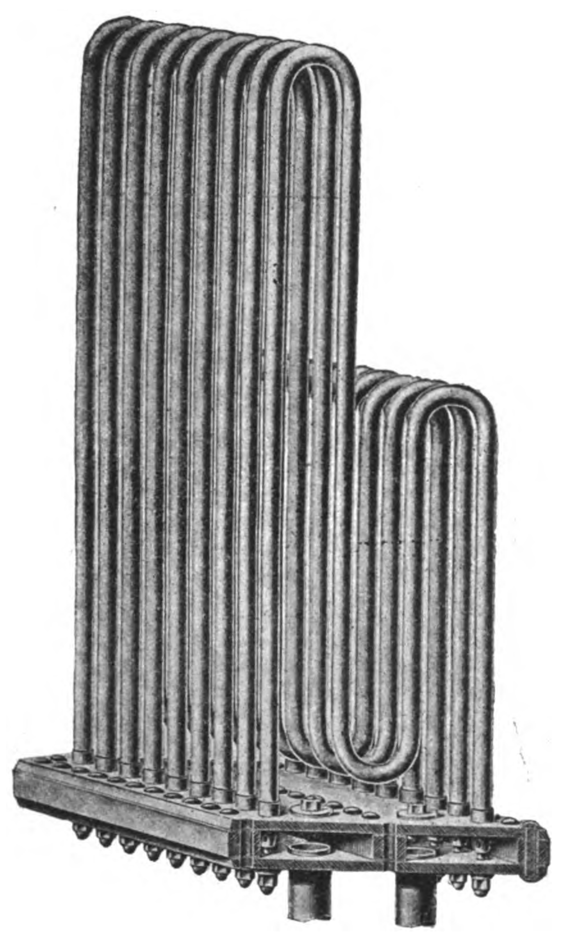


Fig. 109. Ueberhitzer der Firma Jos. Mathot in Chênée bei Lüttich.

Kommission des preussischen Lokomotiv-Ausschusses im Januar d. J., wobei auch Probefahrten mit der Lokomotive No. 428 unternommen wurden, hat der Ausschuss in seiner Februarsitzung beschlossen, beim Eisenbahnministerium den Bau von vier *Brotan*-Kesseln vorzuschlagen, und zwar zwei für $^2/_4$ gek. Schnellzug- und zwei für $^4/_4$ gek. Güterzuglokomotiven.

Die italienische Südbahn *(Società Italiana per le strade ferrate Meridionali)* hat Entwürfe für $^2/_4$ gek. Schnellzug- und $^4/_4$ gek. Güterzuglokomotiven aufstellen lassen.

Die k. k. Bosnisch-Herzegowinische Staatsbahn hat gleichfalls Entwürfe für eine Zahnrad- und eine Adhäsionslokomotive eingefordert.

Die französischen Eisenbahngesellschaften Paris—Lyon—Méditerranée, Midi und Quest haben ebenso wie die Serbische Staatsbahn beschlossen, Versuche mit dem *Brotan*-System anzustellen.

In nächster Zeit werden in Triest Parallelversuche und -Probefahrten mit der *Brotan* - Lokomotive No. 428 und einer normalen Lokomotive gleicher Serie angestellt.

Ausser den vorgenannten haben noch nachstehende Firmen die Weltausstellung in Lüttich mit grösseren Dampfkesseln beschickt:

Jos. Mathot in Chênée bei Lüttich.

Zwei *Wasserrohrkessel*, System *Mathot*, von je 303 qm Heizfläche und 11 Atm. Betriebsdruck. Die hintere Wasserkammer jedes Kessels steht durch Rohre mit einem zylindrischen Oberkessel von 1,2 m Durchmesser und 7,5 m Länge in Verbindung, Jeder Kessel kann stündlich 4500 kg Dampf erzeugen.

In der Maschinenhalle zeigt die Firma einen vollständig aus Stahlblechen hergestellten *Ueberhitzer* (Fig. 109). Die Verbindung der Rohre mit dem oberen und unteren Ueberhitzerkasten erfolgt ohne Verwendung irgend welcher Dichtungsmittel in der in Fig. 110 ersichtlichen Weise.

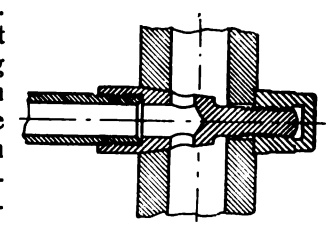


Fig. 110. Rohrverbindung mit Ueberhitzerkasten der Firma Jos. Mathot in Chênée bei Lüttich.

J. & A. Niclause in Paris.

Einen *Röhrenkessel* bekannter Bauart von 280 qm Heizfläche und 15 Atm. Betriebsdruck. Die nahtlosen Rohre sind aus besonders weichem Stahl gefertigt. In das Rohrbündel ist ein Ueberhitzer eingeschaltet.

Jaques Piedboeuf in Jupille bei Lüttich.

Zwei *Flammrohrkessel* von je 120 qm Heizfläche und 10 Atm. Betriebsdruck — der eine mit *zwei* glatten Flammrohren und je 12 *Galloway*-Rohren, der andere mit *einem* gewellten Flammrohr (Zweiflammrohrkessel unten und Heizrohrkessel oben) System *Morisson*, ferner einen *Doppelkessel* von 160 qm Heizfläche und 13 Atm. Betriebsdruck, sowie einen *Wasserrohrkessel* von 220 qm Heizfläche und 10 Atm. Betriebsdruck.

Ateliers du Thiriau in La Croyère.

Ein *Zweiflammrohrkessel* von 120 qm Heizfläche und 10 Atm. Betriebsdruck mit *Galloway*-Rohren.

Bücherschau.

Le Chauffage des Habitations par Calorifères. Von *R. Périssé*. Paris. Gauthier-Villars.

In dem kleinen Heftchen wird die Zentralheizung von Wohnhäusern mit Luft, Wasser und Dampf behandelt. Nachdem in den ersten drei Kapiteln die allgemeinen Anforderungen, welche an Zentralheizungen gestellt werden, besprochen sind, wird die Ausführung derartiger Anlagen für die drei genannten Wärmetransportmittel eingehend dargestellt.

Das Heftchen ist, wie man das bei französischen Werken vielfach findet, elegant und klar geschrieben und der Stoff durch ausführliche Beschreihung von ersten Firmen entworfener Anlagen veranschaulicht.

Dr. *K. Schr.*

Für die Redaktion verantwortlich: Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse.
Verlag: Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze) in Berlin. Druck: Franz Weber in Berlin W., Mauerstr. 80.

Namen- und Sach-Register

zu

DINGLERS POLYTECHNISCHES JOURNAL.

Band 320. Sechsundachtzigster Jahrgang. 1905.

* bedeutet: Mit Abbildungen.

Namen-Register.

A.

B.

C.

D.

L.

M.

N.

O.

P.

R.

S.

T.

U.

V.

W.

Y.

Z.

Bücherschau.

Sach-Register.

A.

B.

D.

H.

I.

K.

L.

M.



U.

V.

W.

Z.

